

Universidade de Brasília - UnB
Faculdade UnB Gama - FGA
Engenharia Automotiva

ANÁLISE OPERACIONAL DOS CAMINHOS DE TRANSFERÊNCIA APLICADA NA MEDIÇÃO DO NÍVEL DE RUÍDO EMITIDO POR VEÍCULOS AUTOMOTORES

Autor: Wanessa Christina Cardoso da Costa
Orientador: Prof.Dr. Henrique Gomes de Moura, UnB/FGA

Brasília, DF
2015



Wanessa Christina Cardoso da Costa

ANÁLISE OPERACIONAL DOS CAMINHOS DE TRANSFERÊNCIA APLICADA NA MEDIÇÃO DO NÍVEL DE RUÍDO EMITIDO POR VEÍCULOS AUTOMOTORES

Monografia submetida ao curso de graduação em Engenharia Automotiva Universidade de Brasília, como requisito para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Automotiva.

Universidade de Brasília - UnB

Faculdade UnB Gama - FGA

Orientador: Prof.Dr. Henrique Gomes de Moura, UnB/FGA

Brasília, DF

2015

Wanessa Christina Cardoso da Costa

ANÁLISE OPERACIONAL DOS CAMINHOS DE TRANSFERÊNCIA
APLICADA NA MEDIÇÃO DO NÍVEL DE RUÍDO EMITIDO POR VEÍCULO-
S AUTOMOTORES/ Wanessa Christina Cardoso da Costa. – Brasília, DF,
2015-

109 p. : il. (algumas color.) ; 30 cm.

Orientador: Prof.Dr. Henrique Gomes de Moura, UnB/FGA

Trabalho de Conclusão de Curso – Universidade de Brasília - UnB
Faculdade UnB Gama - FGA , 2015.

1. Análise Operacional dos Caminhos de Transferência. 2. Ruído emitido
por veículos automotores. I. Prof.Dr. Henrique Gomes de Moura, UnB/FGA. II.
Universidade de Brasília. III. Faculdade UnB Gama. IV. ANÁLISE OPERACI-
ONAL DOS CAMINHOS DE TRANSFERÊNCIA APLICADA NA MEDIÇÃO
DO NÍVEL DE RUÍDO EMITIDO POR VEÍCULOS AUTOMOTORES

CDU 02:141:005.6

Wanessa Christina Cardoso da Costa

ANÁLISE OPERACIONAL DOS CAMINHOS DE TRANSFERÊNCIA APLICADA NA MEDIÇÃO DO NÍVEL DE RUÍDO EMITIDO POR VEÍCULOS AUTOMOTORES

Monografia submetida ao curso de graduação
em Engenharia Automotiva Universidade
de Brasília, como requisito para obtenção do
Título de Bacharel em Engenharia Automo-
tiva.

Trabalho aprovado. Brasília, DF, 08/12/2015:

Prof.Dr. Henrique Gomes de Moura,
UnB/FGA
Orientador

Prof.Dra. Maria Alzira de Araújo
Nunes, UnB/FGA
Convidado 1

Prof.Dra. Suzana Moreira Ávila,
UnB/FGA
Convidado 2

Brasília, DF
2015

Dedico o presente trabalho aos meus pais, Osvaldo e Andreia que sempre foram minha base e exemplo.

.

Agradecimentos

Ao meu esposo Diego e minha irmã Izabella que estiveram ao meu lado nos momentos difíceis e alegres que percorri ao longo dessa jornada. e

Ao Dr. Henrique Gomes Moura, pela paciência e sabedoria ao me orientar para que pudéssemos realizar um excelente trabalho.

*O descontentamento é o primeiro passo ,
na evolução de um homem ou de uma nação.
(Oscar Wilde)*

Resumo

Essa pesquisa consiste em analisar operacionalmente a contribuição dos caminhos de transferência de energia vibroacústica associadas às fontes de vibração atuantes em veículo durante um ensaio realizado em ambiente fechado da medição estacionária do nível de ruído emitido pelo veículo em aceleração constante. No Brasil toda frota de veículos novos a partir de 2006 deve atender os níveis máximos de ruído impostos pela Resolução Nº 272/00 do Conselho Nacional do Meio Ambiente (CONAMA). Por sua vez, o ensaio da medição dos níveis de ruído emitidos pelo veículo em aceleração é conhecido pelo termo Teste de ruído de passagem, no inglês *Pass-By Noise*, tem seus procedimentos estabelecidos na Norma Brasileira NBR 15145:2004 na qual o texto foi baseado na Norma Internacional ISO 362:2002. Dessa forma para garantir que o nível de ruído pelo veículo seja menor ou igual ao máximo permitido, as montadoras de veículo precisam realizar uma investigação dos mecanismo de geração e transmissão do ruído gerado pelas fontes de vibração no veículo com a finalidade de analisar a contribuição das fontes de ruído atuantes durante o ensaio, esse trabalho propõe aplicar a técnica de Análise Operacional dos Caminhos de Transferências, que como o próprio nome já diz, operacionaliza a análise tornando mais rápida e mais fácil quando comparadas às técnicas clássicas de Análise de Caminhos de Transferência. Essa técnica é conhecida como *Operational Transfer Path Analysis - OTPA* no trabalho utilizaremos o termo Análise Operacional dos Caminhos de Transferência - AOCT.

Palavras-chaves: Teste de ruído de passagem, Nível de ruído, Análise Operacional dos Caminhos de Transferência.

Abstract

This research is to analyze operationally the contribution of the energy transfer paths vibro associated with active vibration sources in the vehicle during a rehearsal indoors stationary measurement of sound pressure level (SPL) emitted by the vehicle in constant acceleration. In Brazil all new vehicle fleet from 2006 must meet the maximum noise levels imposed by Resolution No. 272/00 of the National Council of Environment (CONAMA). In turn, the SPL measurement of the test issued by the vehicle accelerating known by the term pass-by noise test in English Pass-By Noise, has its procedures established in the Brazilian NBR 15145: 2004 in which the text was based on the standard International Standard ISO 362: 2002. Thus to ensure that the SPL emitted by the vehicle is less than or equal to the maximum permitted, vehicle manufacturers need to conduct an investigation of the generation engine and transmission noise generated by vibration sources in the vehicle in order to analyze the contribution of the sources of active during the test noise, this paper proposes applying the Operational Analysis technique of downloads Paths, which as its name implies, makes operational the analysis, making it faster and easier compared to classical techniques Transfer Path Analysis. This technique is known as textit Operational Transfer Path Analysis - OTPA at work use the term Operational Analysis of Transfer Paths - AOCT.

Keywords: Test By Pass Noise, Sound Pressure Level, Operational Analysis of Transfer Paths.

Lista de ilustrações

Figura 1 – Representação da redução dos níveis máximos de ruído emitido por veículos (CARVALHO, 2003).	19
Figura 2 – Ilustração da análise de caminhos de transferência representando os meios de transmissão da energia (SIEMENS, 2014).	28
Figura 3 – Ilustração da metodologia aplicada na análise de caminhos de transferência (MOURA, 2010).	29
Figura 4 – Superposição das contribuições individuais na análise de caminhos de transferência.	31
Figura 5 – Ilustração sistema vibro-acústico com duas entradas e uma saída	34
Figura 6 – Dimensões do local de ensaios (ANBT, 2004)	40
Figura 7 – Correlação entre ruído, vibração e percepção humana (Fonte: NVH – Fiat Automóveis S.A)	42
Figura 8 – Principais fontes de ruído e vibração em um carro e a classificação em intervalos de frequência dos fenômenos vibro-acústicos (Adaptado de Morello (2011))	43
Figura 9 – Acessórios acoplados ao motor (FONTE:NVH–Fiat Automóveis S.A)	45
Figura 10 – Corte longitudinal de um motor a combustão interna de quatro cilindros	45
Figura 11 – Ponto de fixação do sistema de exaustão do veículo via coxim (FONTE: Costa et al. (2003) p.8)	46
Figura 12 – Principais componentes do sistema de exaustão de um veículo (FONTE:(COSTA et al., 2003) p.8)	46
Figura 13 – Ilustração do sistema de escape e admissão dos gases em um veículo de passeio	48
Figura 14 – a) Ilustração do mecanismo de geração do ruído de rodagem e transmissão por caminho estrutural, b) Ilustração do mecanismo de geração do ruído de rodagem e transmissão por caminho aereo (SILVA, 2011)	48
Figura 15 – Fontes de ruído aerodinâmica(FONTE:NVH–Fiat Automóveis S.A)(BRIZON, 2012)	49
Figura 16 – Ilustração componentes do sistema de transmissão de um veículo	50
Figura 17 – Membrana piezoelétrica. (Fonte: Viginoski (2013))	54
Figura 18 – Princípio de funcionamento dos acelerômetros piezoelétricos comerciais	55
Figura 19 – Estrutura plástica do acelerômetro desenvolvido	56
Figura 20 – Buzzer piezoelétrico fabricado pela Mallory Sonalert - Modelo: SNP 428	56
Figura 21 – Resposta do acelerômetro 1	58
Figura 22 – Resposta do acelerômetro 2 submetido as frequências de 100, 1000 e 2000 Hz	58

Figura 23 – Resposta do acelerômetro 3 submetido as frequências de 100, 1000 e 2000 Hz	59
Figura 24 – Resposta do acelerômetro 4 submetido as frequências de 100, 1000 e 2000 Hz	59
Figura 25 – Resposta do acelerômetro 5 submetido as frequências de 100, 1000 e 2000 Hz	59
Figura 26 – Resposta do acelerômetro 6 submetido as frequências de 100, 1000 e 2000 Hz	60
Figura 27 – Resposta do microfone 1 submetido as frequências de 100, 1000 e 2000 Hz	60
Figura 28 – Resposta do microfone 2 submetido as frequências de 100, 1000 e 2000 Hz	60
Figura 29 – Curva de resposta em frequência referente ao Microfone NT1	61
Figura 30 – Módulo de aquisição ADS 2000	62
Figura 31 – Circuito acoplado a saída do sensor	63
Figura 32 – Chaves internas para configuração dos canais do condicionador de sinais	63
Figura 33 – Posicionamento do veículo sob o dinâmometro de rolos	65
Figura 34 – Celta 1.0 VHC Flexpower 2011/2012	66
Figura 35 – Velocidade linear e de rotação constante do veículo durante o ensaio	67
Figura 36 – . Esquemático para o teste em movimento	68
Figura 37 – Posição das principais fontes de ruído no veículo analisado	69
Figura 38 – Posição do microfone no caminho aéreo associado ao pneu dianteiro direito	71
Figura 39 – Posição do microfone no caminho aéreo associado ao escapamento	71
Figura 40 – Posição das principais fontes de ruído no habitáculo do motor do veículo analisado	72
Figura 41 – Posição do acelerômetro no caminho associado a bomba d’água	73
Figura 42 – Posição do acelerômetro no caminho associado a bomba da direção hidráulica	74
Figura 43 – Posição do acelerômetro no caminho associado ao coletor de admissão	74
Figura 44 – Posição do acelerômetro no caminho associado ao alternador	75
Figura 45 – Posição do acelerômetro no caminho associado ao motor	75
Figura 46 – Posição do microfone externo ao veículo	76
Figura 47 – Ilustração da validação técnica AOCT na análise proposta	80
Figura 48 – Espectro de vibração do Alternador	83
Figura 49 – Espectro de frequência da Bomba d’água	83
Figura 50 – Espectro de vibração do Coletor de admissão	84
Figura 51 – Espectro de vibração da Bomba de direção	85
Figura 52 – Espectro de vibração do cárter	86

Figura 53 – Espectro de vibração do escapamento	87
Figura 54 – Espectro de vibração dos Pneus	88
Figura 55 – Comparação entre o NPS calculado pela técnica e o NPS recebido no microfone - Primeiro dia de medição	89
Figura 56 – Comparação entre o NPS calculado pela técnica e o NPS recebido no microfone - Segundo dia de medição	90
Figura 57 – Comparação gráfica entre, as todas contribuições individuais, o NPS calculado e o NPS medido	92
Figura 58 – Comparação gráfica entre, a contribuição individual do alternador, o nível de ruído calculado e o nível de ruído medido	93
Figura 59 – Comparação gráfica entre, a contribuição individual da bomba d’água, o nível de ruído calculado e o nível de ruído medido	94
Figura 60 – Comparação gráfica entre, a contribuição individual da coletor de ad- missão, o nível de ruído calculado e o nível de ruído medido	94
Figura 61 – Comparação gráfica entre, a contribuição individual da bomba de di- reção, o nível de ruído calculado e o nível de ruído medido	95
Figura 62 – Comparação gráfica entre, a contribuição individual do cárter, o nível de ruído calculado e o nível de ruído medido	96
Figura 63 – Comparação gráfica entre, a contribuição individual do escape, o nível de ruído calculado e o nível de ruído medido	97
Figura 64 – Comparação gráfica entre, a contribuição individual do pneu, o nível de ruído calculado e o nível de ruído medido	97

Lista de tabelas

Tabela 1 – Níveis máximos de ruído estipulados pela resolução do Conselho Nacional de Trânsito - CONTRAN Nº 448/71	38
Tabela 2 – Níveis máximos de ruído estabelecidos pelo do Conselho Nacional do Meio Ambiente - CONAMA Nº 272/93 e Nº 272/00	39
Tabela 3 – Diferença de amplitude entre a Pressão sonora calculada e a Pressão sonora medida	91

Lista de abreviaturas e siglas

ACT	Análise dos Caminhos de Transferência
FRF	Função de Resposta em Frequência
MATLAB	MATrix LABoratory
NPS	Nível de Pressão Sonora
TPA	Transfer Path Analysis
OTPA	Operational Transfer Path Analysis
OPA	Operational Path Analysis
OPAX	Operational Path Analysis with eXogenous inputs

Sumário

I	INTRODUÇÃO	17
1	INTRODUÇÃO	18
1.1	Contextualização	18
1.2	Motivação e Justificativa	19
1.3	Objetivos	21
1.3.1	Objetivo geral	21
1.3.2	Objetivos específicos	21
1.4	Estrutura do trabalho	21
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	23
II	REFERENCIAL TEÓRICO	26
3	REFERENCIAL TEÓRICO	27
3.1	ANÁLISE DOS CAMINHOS DE TRANSFERÊNCIA	27
3.1.1	Métodos para identificação de forças	32
3.1.1.1	Método da Rigidez Complexa	32
3.1.1.2	Método da Inversão de Matricial	33
3.2	ANÁLISE OPERACIONAL DOS CAMINHOS DE TRANSFERÊNCIA	33
3.3	NORMAS BRASILEIRAS DE CONTROLE DO RUÍDO EMITIDO POR VEÍCULOS AUTOMOTORES	38
3.3.1	Resoluções para controle do nível de ruído emitido por veículos automotores	38
3.3.2	Medição do ruído emitido por veículos rodoviários automotores em aceleração – Método de engenharia	39
3.4	MECANISMOS DE GERAÇÃO E TRANSMISSÃO DE RUÍDO EM VEÍCULOS AUTOMOTORES	41
3.4.1	Motor	44
3.4.2	Sistema de exaustão	46
3.4.3	Sistema de admissão	47
3.4.4	Rodagem	48
3.4.5	Aerodinâmica	49
3.4.6	Transmissão	49

III	MATERIAIS E MÉTODOS	51
4	AQUISIÇÃO DOS SINAIS	53
4.1	SENSORES DE MEDIÇÃO	53
4.2	MÓDULO DE AQUISIÇÃO	61
5	ENSAIO EM AMBIENTE FECHADO DO NÍVEL DE RUÍDO EMITIDO PELO VEÍCULO EM ACELERAÇÃO	65
5.1	Procedimentos experimentais	66
5.2	Posicionamento dos sensores	69
6	ROTINA COMPUTACIONAL DE ANÁLISE OPERACIONAL DOS CAMINHOS DE TRANSFERÊNCIA	77
IV	RESULTADOS	81
7	MEDIÇÃO PRELIMINAR DAS VIBRAÇÕES NAS FONTES	82
7.0.1	Caminhos estruturais de transferência de ruído	82
7.0.1.1	Alternador	82
7.0.1.2	Bomba d'água	83
7.0.1.3	Coletor de admissão	84
7.0.1.4	Bomba de direção	85
7.0.1.5	Cárter	85
7.0.2	Caminhos aéreos de transferência de ruído	87
7.0.2.1	Sistema de Exaustão	87
7.0.2.2	Rodagem	87
8	VALIDAÇÃO DA ANÁLISE OPERACIONAL DOS CAMINHOS DE TRANSFERÊNCIA	89
8.0.1	Contribuição individuais das fontes em relação a nível de ruído aferido no microfone	91
8.0.1.1	Alternador	93
8.0.1.2	Bomba d'água	93
8.0.1.3	Coletor de admissão	94
8.0.1.4	Bomba de direção hidráulica	95
8.0.1.5	Cárter	95
8.0.1.6	Escape	96
8.0.1.7	Pneu	97

V	CONCLUSÃO	99
9	CONCLUSÃO	100
	REFERÊNCIAS	102
10	ANEXOS	105
10.1	Anexo 1	105

Parte I

INTRODUÇÃO

1 INTRODUÇÃO

1.1 Contextualização

Segundo a Organização Mundial de Saúde (OMS), a poluição sonora nos centros urbanos ocupa atualmente, o terceiro lugar entre os agentes de poluição atmosférica portanto é um problema que deve ser controlado. Poluição sonora pode ser provocada por ruído excessivo, contínuo e/ou intermitente, de impacto capazes de provocar alterações auditivas e ainda disfunção de vários sistemas como digestivo e nervoso.

Com o advento da globalização, podemos considerar que as principais fontes de poluição atmosférica e sonoras presentes nos grandes centros urbanos são: tráfego rodoviário, atividades industriais e comerciais. E dentre estas, o tráfego de veículos automotores é a principal fonte de poluição atmosférica.

Sobre essa problemática, [Pinto \(2006\)](#) afirma que a poluição sonora veicular é considerada o ruído provocado pelo tráfego mecanizado de pessoas e bens transportados e as principais regiões onde a população é afetada por esse tipo de poluição são as áreas situadas nas vizinhanças das rodovias.

Com o aumento considerável da frota de veículos nos países desenvolvidos se fez necessário estabelecer limites aceitáveis para o nível de poluição sonora emitido por um veículo durante sua utilização.

No Brasil, o Conselho Nacional de Trânsito (CONTRAN) estabeleceu por meio da Resolução nº 448 publicada em 1971, os níveis máximos de ruído emitidos pelos veículos que posteriormente seriam substituídos pela Resolução nº 272 publicada em 1993 pelo Conselho Nacional do Meio Ambiente (CONAMA).

Considerando que a frota de veículos no Brasil aumentava significativamente com o passar dos anos, foi adotada a política de introduzir limites para emissão de ruído por veículos automotores cada vez mais baixos, assim a resolução nº 272 passou por diversas revisões até chegar à versão publicada no ano 2000, em vigor atualmente.

Em 1971 o limite máximo estabelecido para um veículo destinado ao transporte de passageiros era 84 dB(A) e através da Resolução nº 272/00 esse limite foi reduzido a 74 dB(A) diminuindo 10 dB(A) do limite estabelecido em 1971. Uma subtração de 10 dB(A) em um veículo aprimorado corresponde a uma redução 90 por cento do nível de energia sonora em relação ao veículo fabricado em 1971 o que significa teoricamente que para produzir o mesmo ruído de um veículo antigo seriam necessários 16 veículos novos (??).

O procedimento padrão realizado para medir o nível de ruído emitido é descrito na NBR 15145, publicada em 2004, pela Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT) e tem como base a Diretriz Internacional ISO 362 publicada pela Organização Internacional de Padronização (*International Organization for Standardization – ISO*).

1.2 Motivação e Justificativa

O esforço da indústria automobilística em reduzir o ruído provocado pelo veículo devido a preocupação em atender os níveis estabelecidos pelas normas e atender as expectativas do consumidor em relação ao conforto vibro-acústico (HARRISON, 2004).

Considerando que as restrições de ruído estão se tornando cada vez mais severas como pode ser visto no gráfico da Fig.(1) e segundo Carvalho (2003) existem previsões para que o nível máximo seja de 71 dB(A). Os responsáveis legais pelo desenvolvimento e o projeto de novos veículos automotores são obrigados a trabalhar constantemente para prever e reduzir o nível do ruído emitido por os veículos produzidos por eles.

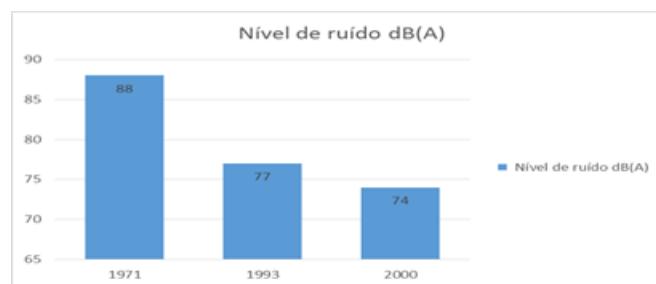


Figura 1: Representação da redução dos níveis máximos de ruído emitido por veículos (CARVALHO, 2003).

Segundo Harrison (2004) quando os fabricantes de veículos enfrentam dificuldades em atender os níveis de ruído estabelecidos é importante que as relativas contribuições individuais das fontes para a NPS global sejam identificadas e são necessárias também coletar as informações sobre assinaturas das fontes, seja sob a forma de terceira banda de oitava, espectros de tempo-frequência ou amostras sonoras audíveis completas.

Para identificar as relativas contribuições individuais primeiramente é necessário identificar todas as fontes de ruído presentes para então classificar as fontes quanto sua parcela de contribuição individual para o ruído total emitido pelo veículo. A parcela de contribuição pode ser avaliada pela,

- Nível de pressão sonora em ponto específico no espaço;
- Nível de pressão sonora em uma certa banda de frequência

- Distância de propagação

Os principais procedimentos utilizados para classificar a relativa contribuição individual das fontes são ((HARRISON, 2004)),

- Isolamento

Cada fonte de ruído é colocado operação isoladamente sendo possível mensurar a contribuição diretamente a individual das fontes.

- Mapeamento da intensidade sonora

Com o veículo em funcionamento por meio de imagens acústicas são identificadas os pontos de maior ou menor concentração de energia sonora.

- Transmissibilidade

Com o veículo em funcionamento são mensuradas as acelerações na superfície da fonte de ruído e no ponto no espaço e são calculadas as funções de transferência entre eles.

- Modelagem As contribuições são determinadas utilizando um modelo empírico ou matemático.

A indústria automobilística tem investido na identificação dos principais focos de propagação do ruído interior em veículos. Uma das técnicas utilizadas pela a indústria para avaliar a transmissão de energia vibro-acústica é a Análise dos Caminhos de Transferência (ACT), originalmente esse termo vem do inglês, *Transfer Path Analysis* - TPA.

Considerando que a Análise Clássica dos Caminhos de Transferência de energia vibro-acústica (ACT) tem como principal limitação para sua utilização generalizada a determinação das cargas operacionais atuantes nas fontes que requer uma carga experimental elevada, aumentando o custo financeiro e operacional da aplicação da análise, o que levou a indústria a investir no desenvolvimento de técnicas mais rápidas e simples para esse tipo de estudo.

A análise de caminho operacional de transferência (AOCT) é uma das novas abordagens que contorna a principal limitação do TPA clássico utilizando dados operacionais em conjunto com conceito de transmissibilidade que avalia a contribuição das fontes de ruído sem a necessidade de identificar as cargas operacionais. A nomenclatura dessa pode ser encontrada de formas diferentes, de acordo com cada autor, a citar, OPA, OTPA, OPAX e etc.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo geral

Validar a eficiência da técnica de Análise Operacional dos Caminhos de Transferência aplicada durante um ensaio realizado em ambiente fechado da medição estacionária do ruído emitido por um veículo automotor em aceleração constante.

1.3.2 Objetivos específicos

- Estudar as normas aplicadas para o controle do ruído emitido por veículos automotores;
- Analisar as técnicas clássicas e operacionais de análise de caminhos de transferência e os trabalhos anteriores já realizados abordando o tema;
- Investigar as fontes de ruído veicular e seus respectivos mecanismos de transmissão e geração, sendo elas o motor, os sistemas de aspiração e exaustão, a rodagem;
- Identificar a cadeia de instrumentação adequada para adquirir os sinais de resposta, nos caminhos de transferência e no microfone externo durante o ensaio proposto;
- Avaliar a eficiência da técnica em calcular a matriz das Funções de Resposta em Frequência (FRF) utilizando os sinais de resposta mensurados nos caminhos de transferência associados as fontes e no microfone externo durante o ensaio de medição proposto;

1.4 Estrutura do trabalho

Na primeira parte apresentar-se-á a motivação e justificativa para o desenvolvimento deste trabalho. Far-se-á, ainda, uma revisão bibliográfica de trabalhos anteriores que abordam a análise dos caminhos de transferência.

Em seguida, elege-se-ão os fundamentos teóricos necessários para compreensão da técnica de análise clássica e operacional dos caminhos de transferência, dos mecanismos de geração e transmissão do ruído veicular. Ademais, salientar-se-á as normas brasileiras que regulamentam o controle do nível de ruídos emitidos por veículos automotores em aceleração.

Demonstrar-se-á detalhadamente, no terceiro segmento, os procedimentos experimentais; os instrumentos de medição e aquisição de ruído; e a implementação da técnica por meio de rotina computacional.

Por fim, evidenciar-se-ão, os espectro em banda estreita das fontes analisadas, por meio de medição preliminar. Outrossim, far-se-á a validação do método e a análise de contribuição das fontes.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nesse capítulo serão apresentados breves resumos de trabalhos anteriores que nortearam a pesquisa com relação a teoria que envolve a Análise dos caminhos de transferência de energia vibro-acústica pelas sendo que alguns desse trabalhos foram utilizados também como referência metodológica para medição proposta.

([WYCKAERT; AUWERAER; HERMANS, 1995](#)) utilizaram das técnicas de Análise Modal e a Análise dos Caminhos de Transferência (ACT) para quantificar e caracterizar a contribuição das fontes de excitação presentes no sistema de suspensão em relação ao ruído produzido pelo atrito entre o pneu e pavimento. O autor para eliminar a coerência parcial entre as fontes utilizou do método de decomposição de valores singulares .

[Plunt \(2005\)](#) apresenta um estudo que tem como objetivo encontrar soluções para problemas de *Noise Vibration Hardness (NVH)* no veículo em estágios finais de desenvolvimento utilizando a análise de caminhos de transferência e demonstrar como a técnica clássica de análise de caminhos de transferência, modelagem em elementos finitos juntas são mais eficientes em encontrar esse tipo de solução.

[Padilha e Beaupaire \(2006\)](#) apresentou um estudo que compara as duas técnicas clássicas de ACT utilizadas para a identificação das forças operacionais. possível observar que o método da inversão matricial é mais adequado quando existe uma redundância no número de pontos observados e nas situações em que o subsistema ativo não é removido para realização das medições. Outro fator observado no estudo por esse autor método da rigidez complexa tem maior eficiência quando o subsistema ativo é removido.

[Noumura e Yoshida \(2006\)](#) sugerem uma análise operacional para avaliar a contribuição dos caminhos de transferência baseada na estimativa da matriz de transmissibilidade apenas com dados operacionais.

[Stücklschwaiger \(2006\)](#) apresenta um estudo no qual as funções de transferência e as contribuições individuais das fontes de vibrações atuantes no veículo são determinadas utilizando um *software* específico para medição do ruído exterior de veículo.

[Biermayer et al. \(2008\)](#) apresenta estratégias para aumentar a precisão e a eficiência da metodologia aplicada na análise dos caminhos de transferência. O autor também demonstra que erros na determinação da matriz de transferência podem ocasionar diferenças 10 dB ou mais entre as contribuições medidas e as calculadas.

O estudo feito por [GUIMARÃES \(2008\)](#) teve como objetivo desenvolver métodos experimentais em que fosse possível identificar a contribuição dos caminhos vibro-acústicos em veículos comparando a metodologia aplicada na ACT e na análise espectral em sis-

temas de Múltiplas Entradas e Única Saída (MISO). O trabalho concluiu que a ACT permite a construção de um modelo físico com maior riqueza de detalhes entretanto é mais demorado.

Lohrmann (2008) compara o método de inversão matricial e a análise operacional dos caminhos aplicada com método de Cancelamento do *Cross-Talk* (CTC). As metodologias foram aplicadas em duas configurações diferentes para avaliar a eficiência dos métodos quanto ao acoplamento das fontes de excitação. A análise operacional em conjunto com CTC demonstrou produzir resultados com maior precisão.

Tcherniak e Schuhmacher (2009) comparam os resultados obtidos por meio do método da matriz de transmissibilidade e o método do clássico de Análise dos Caminhos de Transferência (ACT) na determinação da contribuição dos caminhos aéreos no qual os dados operacionais são adquiridos durante o ensaio em ambiente fechado de um veículo equipado com um simulador do ruído provocado pelo motor.

Janssens, Gajdatsy e Auweraer () apresenta uma revisão dos métodos clássicos ACT e os métodos operacionais AOCT apresentando as limitações dos entre os dois métodos em avaliar a contribuição dos caminhos de transferência concluindo que em ambas as técnicas suas respectivas limitações restringem significativamente a sua utilização generalizada. Entretanto os autores ressaltam que se trata do começo da busca por um método mais rápido e preciso.

Klerk e Ossipov (2010) afirmam que análise operacional dos caminhos de transferências tem grandes semelhanças com técnica de análise modal experimental para sistema de múltiplas entradas e múltiplas saídas (MIMO). Nesse trabalho a análise são levadas em consideração as contribuições dos caminhos aéreos (pressões sonoras) e caminhos estruturais (acelerações) concluindo então que análise é eficiente em caracterizar as contribuições dos dois caminhos simultaneamente.

Huijssen et al. (2010) estudaram a possibilidade de determinar múltiplas funções de transferência durante a medição estacionária do ruído emitido pelo veículo em aceleração por meio do método de elementos finitos chamado de *Fast Multipole Boundary Element Method* (FMBEM). Os autores concluem que a aplicação do método é viável tendo visto que o método apresentou bons resultados.

SILVA (2011) apresenta um estudo de caso no qual demonstra que a técnica de análise dos caminhos de transferência (ACT) é confiável para caracterizar as contribuições parciais de cada componente da suspensão em relação ao ruído provocado pelo impacto do pneu com o solo.

Putner et al. (2012) estudam a aplicação da análise operacional dos caminhos de transferência (AOCT) para quantificar a contribuição das diversas fontes presentes no veículo em relação ao ruído no interior do veículo automotor, cujo método é validado

comparando a resposta medida no ponto receptor com a resposta calculada através do método.

Erensoy e Sevginer (2012) apresenta um estudo que tem como finalidade determinar e comparar as contribuições das fontes de vibrações atuando em um veículo que utiliza combustível derivado do petróleo e um veículo que utiliza como combustível, o gás natural. As contribuições individuais dos pneus, sistema de exaustão e *powertrain* dos dois veículos foram determinadas durante uma medição estacionária do ruído emitido pelo veículo durante sua aceleração utilizando a técnica de isolamento das fontes.

Toome (2012) apresenta o estudo da aplicação da análise operacional dos caminhos de transferência em baixas frequências apresentando uma descrição detalhada dos perigos para aplicação dessa técnica. O autor também decorre como as técnicas de PCA (Principal Component Analysis) e SDV (Singular Decomposition Values) são eficientes em cancelar o *cross-talk* entre as fontes.

Melo (2013) demonstrou que soluções híbridas de ACT alimentadas com dados numéricos experimentais são eficientes no projeto de controle ativo de ruído em sistemas vibro-acústicos e a simulação híbrida de ACT permitiu estudar o comportamento vibro-acústico do sistema possibilitando efetuar modificações estruturais do painel corta fogo. Ele apresenta ainda uma comparação entre os dois métodos indiretos de identificação de força e medição direta chegando à conclusão que os resultados obtidos pelos dois métodos são relativamente próximos.

Roozen e Leclere (2013) propõe uma metodologia para análise operacional dos caminhos de transferência que utiliza de uma fonte de excitação artificial para estimar a matriz de resposta em frequência sem a necessidade de desacoplar o subsistema passivo. A técnica é chamada de OTPAX e apresenta resultados com mais precisão do que o OTPA entretanto a diferença entre os resultados obtidos com os dois métodos é muito pequena.

Lissel (2014) apresenta um estudo de comparação da aplicação de diferentes técnicas de TPA durante a medição estacionária do ruído emitido por um veículo elétrico em aceleração chegando à conclusão que o método OPA apresenta bons resultados em determinação das contribuições individuais das fontes atuantes no veículo. Nesse estudo, o autor utiliza de um array de microfones para simular a passagem do veículo pelos microfones que possibilita levar em consideração em uma medição estacionária, o efeito Doppler.

Parte II

REFERENCIAL TEÓRICO

3 REFERENCIAL TEÓRICO

O objetivo deste capítulo é revisar os principais assuntos que serão abordados nas etapas seguintes do trabalho, a fim de orientar o seu desenvolvimento. Essa fase do trabalho tem importância significativa para o resultado desta pesquisa, uma vez que é baseada tanto em dissertações de mestrado de autores da área como em literatura técnica e relatórios de experimentos práticos. As dissertações de mestrado são relevantes para a obtenção de conceitos teóricos sobre os temas abordados. Enquanto os relatórios técnicos contribuem, pois abrangem principalmente as pesquisas realizadas na indústria automotiva dedicadas ao estudo do assunto da análise de caminhos de transferência. Além de contribuir para o desenvolvimento da pesquisa em questão, o referencial teórico servirá de fonte pesquisa para trabalhos futuros relacionados ao tema aqui pesquisado. Desse modo, toda a citada no trabalho de pesquisa será referenciada de acordo com as normas da ABNT.

3.1 ANÁLISE DOS CAMINHOS DE TRANSFERÊNCIA

O termo mais conhecido para descrever a caracterização de trajetórias de transferência vibro-Acústica em máquinas, no inglês *Transfer Path Analysis (TPA)* ou análise dos caminhos de transferência podendo também ser associado aos termos “*Noise Path Analysis*”, “*Path Contribution Analysis*” ou “*Source Contribution Analysis*”.

A análise dos caminhos de transferência (ACT) permite mapear de forma numérica/experimental o fluxo de energia vibro-acústica emitida por uma determinada fonte pelos diferentes caminhos de propagação energia vibro-acústica até um determinado receptor.

Por meio dessa análise é possível quantificar a importância relativa dos caminhos de transferência de energia entre a fonte de vibração e o dado ponto receptor para o ruído total transmitido pelo sistema vibro-acústico.

Uma vez quantificada a contribuição de cada um dos caminhos de transferência entre a fonte e o receptor podem ser tomadas medidas de controle de ruído para reduzir o nível de resposta total em um dado ponto receptor e assim obter um projeto satisfatório do ponto de vista vibro-acústico (TCHERNIAK; SCHUHMACHER, 2009).

O ACT pode ser utilizada para resolver problemas vibro-acústico em diversos tipos de sistemas vibro-acústicos, independentemente do tamanho ou complexidade. Quando o sistema a ser analisado se trata de um veículo podemos aplicar essa técnica, a fim de reduzir o ruído no interior do veículo visando o conforto do passageiro e/ou de reduzir

o ruído exterior emitido pelo veículo em aceleração constante com o objetivo de oferecer conforto aos pedestres (SIEMENS, 2014).

Considerando um veículo como o sistema a ser aperfeiçoado, as principais fontes de energia vibro-acústica são o motor, o sistema de suspensão, o sistema de exaustão, o sistema de aspiração, a aerodinâmica e o atrito pneu/solo.

A análise dos caminhos de transferência é uma ferramenta poderosa em diversas fases do veículo, tanto em um veículo pronto visando a solução de problemas vibro-acústicos já identificados, no refinamento de *NVH* ou ainda em sua fase inicial quando a análise é feita em um protótipo virtual. Os típicos aperfeiçoamentos realizados na estrutura de um veículo são modificações no corpo dos elementos de suspensão, alterações dos pontos de fixação de um corpo perturbador (fonte de energia vibro-acústica).

A técnica ACT pode ser utilizada e desenvolvida em duas categorias classificadas segundo o meio de transmissão energética. A quantificação de vibrações ou transmissão energia via caminho estrutural é definida como ACT Estrutural em inglês chamado *structure-borne* nas qual os caminhos de transferência de energia vibro-acústica são os pontos na estrutura do sistema mecânico e a quantificação de pressões sonoras ou transmissão via caminho aéreo é definida como ACT Aéreo em inglês chamado de *airborne* nessa técnica o caminho de transferência de energia vibro-acústica é o ar. Na Figura(3) são ilustradas as vias de transmissão do ruído gerada por um sistema vibro-acústico.

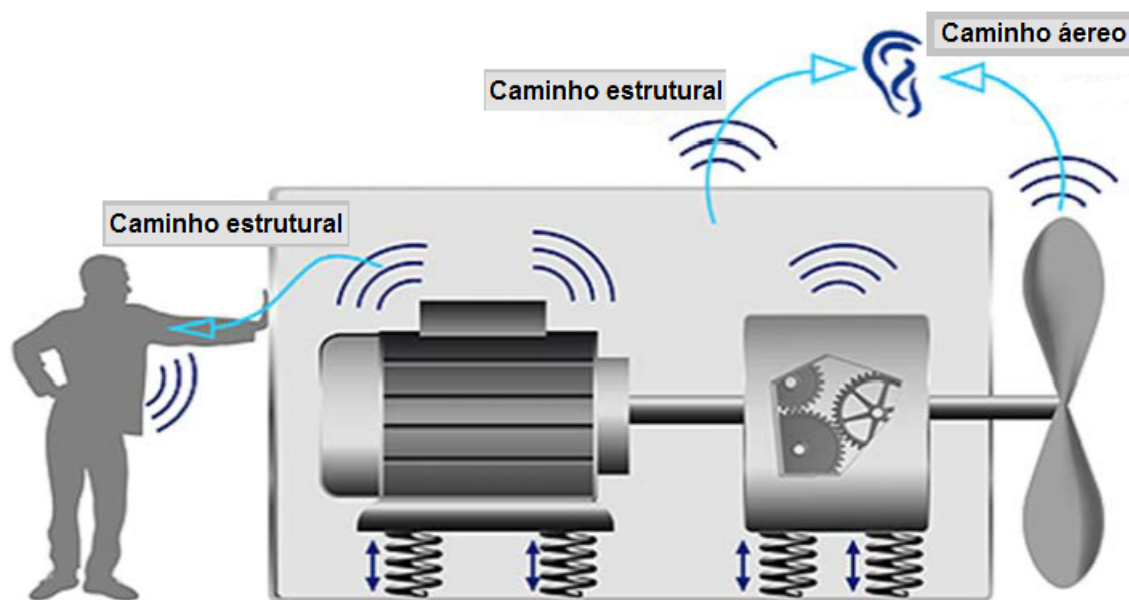


Figura 2: Ilustração da análise de caminhos de transferência representando os meios de transmissão da energia (SIEMENS, 2014).

As principais variáveis de medição e análise, de acordo com a via de transmissão da energia vibro-acústica são, para um caminho estrutural a magnitude de força, desloca-

mento e aceleração e para um caminho aéreo são as magnitudes de velocidade de volume e pressões sonoras.

A análise de caminhos de transferência define as relações de entrada e saída do sistema vibro-acústico, por meio da função de resposta em frequência que representa a relação entre receptor e a fonte. A Figura(3) apresenta um esquemático padrão para ACT em sistema mecânicos.

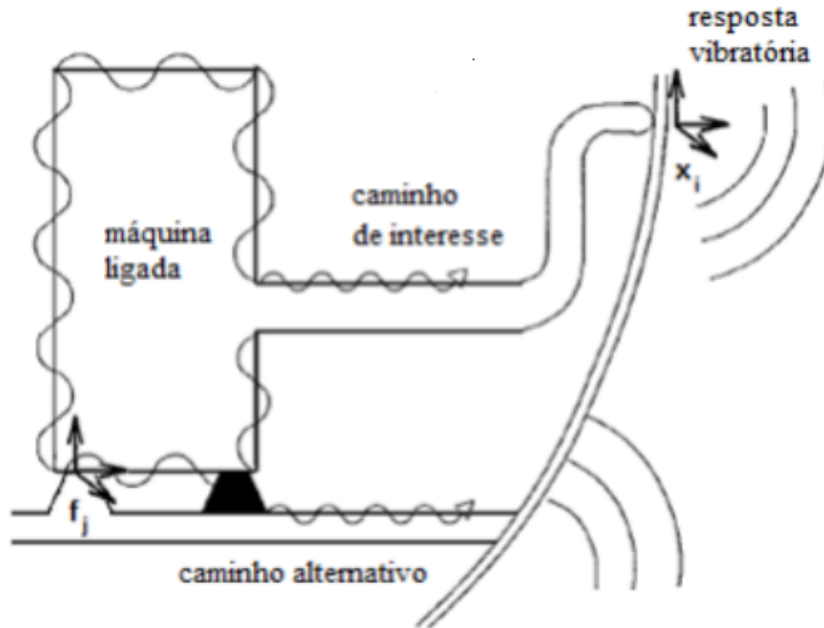


Figura 3: Ilustração da metodologia aplicada na análise de caminhos de transferência (MOURA, 2010).

Funções de resposta em frequências são as funções de transferência utilizadas para caracterizar relações de entrada e saída de sistema e subsistemas mecânicos considerados sistemas lineares invariantes no tempo (LIT). Em geral um sistema mecânico pode ser assim ser considerado um sistema (LIT) por que não possui variações em suas características dinâmicas ao longo do seu período de operação.

Um sistema é definido linear e invariante no tempo quando o par de entrada e saída (causa e efeito) satisfaz as seguintes propriedades (OPPENHEIM, 2010):

- Adição

$$x_1(t) + x_2(t) \rightarrow y_1(t) + y_2(t) \quad (3.1)$$

- Homogeneidade

$$\alpha \cdot x_1(t) \rightarrow \alpha \cdot y_1(t) \quad (3.2)$$

- Superposição

$$\alpha_1 \cdot x_1(t) + \alpha_2 \cdot x_2(t) \rightarrow \alpha_1 \cdot y_1(t) + \alpha_2 \cdot y_2(t) \quad (3.3)$$

- Invariância no tempo

$$x(t) \rightarrow y(t) = x(t + T) \rightarrow y(t + T) \quad (3.4)$$

A função de resposta em frequência é definida como a relação da transformada de Fourier da saída e transformada de Fourier da entrada assim definindo a função de resposta em frequência para o sistema apresentado na Fig.(3) podemos escrever,

$$B_{ij}(\omega) = \frac{\mathcal{F}(x_i(t))}{\mathcal{F}(F_j(t))} \rightarrow B_{ij} = \frac{x_i(\omega)}{F_j(\omega)} \quad (3.5)$$

A Análise de Caminhos de Transferência define a resposta no ponto receptor como o produto da força atuante na fonte e a função de resposta em frequência entre a fonte e receptor. Considerando o sistema apresentado na Fig.(3) , a contribuição pode ser escrita conforme a Eq.(3.6).

$$x_i(j\omega) = B_{ij}(j\omega) \cdot F_j(j\omega) \quad (3.6)$$

Sendo que,

$x_i(j\omega)$ = espectro (complexo) de frequência, do i-ésimo ponto receptor, devido à contribuição individual por n caminhos de transmissão;

$F_j(j\omega)$ = espectro (complexo) de frequência, do j-ésimo ponto de excitação (carga operacional como fonte de geração de ruído e/ou vibrações);

$B_{ij}(j\omega)$ = FRF de transferência, do j-ésimo caminho de transmissão, entre o local (fonte-carga) de excitação parcial j e a resposta (ponto receptor) parcial i.

Baseada no princípio da superposição valido para sistemas lineares e invariantes no tempo, a técnica ACT reescreve a ruído total no receptor como a soma das contribuições individuais de cada fonte sendo possível escrever a Eq.(3.7) para o sistema ilustrado na Fig.(4),

$$\sum_n x_i(\omega) = P(\omega) \text{ calculado} \quad (3.7)$$

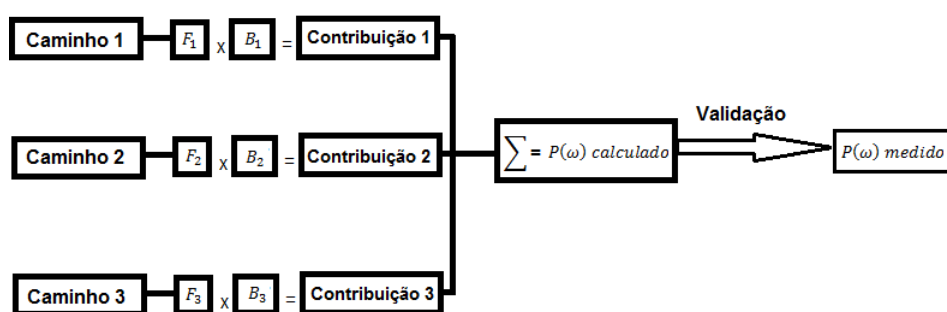


Figura 4: Superposição das contribuições individuais na análise de caminhos de transferência.

Para mapear o fluxo de energia vibro-acústica aplicando a técnica ACT clássica é necessário identificar as forças (cargas) operacionais atuando nas fontes e as funções de transferência entre os pontos de resposta analisados e os pontos de atuação da força (carga) operacional. No entanto, mensurar diretamente as forças atuantes na fonte na maioria das vezes é inviável por que na maioria dos casos não existe espaço suficiente para inserção correta de transdutores.

Portanto, quando não for possível mensurar diretamente as forças operacionais são utilizados os métodos indiretos, da rigidez complexa e a inversão matricial (PLUNT, 2005). Esses métodos de identificação de forças serão apresentados no próximo tópico.

Para determinar as forças operacionais atuantes com a utilização dos métodos indiretos é preciso realizar um procedimento experimental, com o qual o sensor é posicionado em um ponto do caminho de transferência de energia associado a fonte de excitação afim de captar a vibração ou ruído provocado por esta. Desse modo, a fonte é excitada através de instrumentos de excitação criando condições similares ao funcionamento real da fonte. E, para que não haja influência das outras fontes presentes, o procedimento experimental é realizado para uma fonte de cada vez enquanto as outras estão desacopladas do sistema.

Em geral, para fontes com transmissão via estrutural utiliza-se de instrumentos de excitação direta sobre a estrutura, como o *Shaker*, gerador de vibrações e o *Hammer*, martelo de impacto, no caso de fontes com transmissão via aérea utiliza-se auto falantes para estimular a fonte. Para medir a resposta vibratório de caminhos associados a fontes de transmissão estrutural utiliza-se acelerômetros e para os caminhos aéreos utiliza-se de microfones.

Existem diferentes métodos de Análise de Caminhos de Transferência, que podem ser classificados em dois grupos de acordo com o modelo utilizado para descrever o sistema. O primeiro grupo é constituído por métodos que descrevem o comportamento do sistema em função das cargas aplicadas na entrada e das respostas obtidas na saída, esse modelo é denominado entrada-resposta. O segundo grupo é composto pelos métodos que descrevem

o sistema em função de respostas tanto na entrada como na saída como por exemplo aceleração/aceleração ou pressão/aceleração (JANSSENS; GAJDATSY; AUWERAER,).

Atualmente a indústria automotiva é capaz de produzir protótipos virtuais simulados completamente sob condições computacionais. Essa configuração pode ser analisada por meio da ACT Híbrido que utiliza medições experimentais com simulações numéricas. Essa metodologia pode ser viabilizada pelo software comercial LMS VIRTUAL.LAB (AUWERAER et al., 2007).

Técnicas mais modernas chamadas como “Fast TPA” são utilizadas para quantificações rápidas das principais contribuições e desprezando as de menor influência, o que reduz o tempo de cálculo empregado na análise clássica “Multi-level TPA” utilizadas para múltiplos sinais e análises em estruturas mais complexas, “TPA Synthesis” utilizadas para sintetizar as etapas de monitoramento com TPA e “Transient TPA” que consiste em uma técnica transiente de análise de sinais para TPA (AUWERAER et al., 2007).

3.1.1 Métodos para identificação de forças

Quando as forças não podem ser mensuradas diretamente as mesmas podem ser determinadas através de métodos indiretos, os dois principais métodos indiretos de identificação de forças são o Método de Rigidez Complexa e o Método da Inversão de Matriz (PLUNT, 2005).

3.1.1.1 Método da Rigidez Complexa

No método da Rigidez Complexa as forças operacionais são determinadas conhecendo a rigidez dinâmica complexa do caminho de transferência analisado e o seu deslocamento diferencial durante a operação (PADILHA; BEAUREPAIRE, 2006).

Desse modo, a força no caminho de transferência i pode ser determinada por meio do produto da rigidez do caminho de transferência i com a variação entre aceleração medida no receptor e aceleração medida na fonte como mostrado na Eq. (3.8).

$$f_i(\omega) = K(\omega)(x_2(\omega) - x_1(\omega)) \quad (3.8)$$

Sendo que, $f_i(\omega)$ =Força operacional no caminho de transferência i ;

$K(\omega)$ =Rigidez dinâmica complexa em função da frequência;

$x_2(\omega)$ =Deslocamento operacional no ponto de conexão do receptor;

$x_1(\omega)$ =Deslocamento operacional no ponto de conexão da fonte;

Para aplicação desse método é importante que as medições das acelerações tanto da fonte quanto do receptor sejam simultâneas. Para uma medida de deslocamento eficaz, o acelerômetro que realiza a medição deve ser posicionado nos pontos de ligação da montagem do subsistema, pois se o acelerômetro for posicionado distante desse ponto os sinais de aceleração medidos não serão representativos para problemas de alta frequência.

Os dados de rigidez dinâmica complexa devem estar em função da frequência são estabelecidos como positivos e classificados em tração ou compressão. Para avaliar a rigidez dinâmica da montagem é necessário pré-carregar a montagem para aproximação das condições reais de operação.

3.1.1.2 Método da Inversão de Matricial

Esse método é aplicado quando os caminhos de transferência possuem conexões muito rígidas ou onde a rigidez de montagem é muito elevada em relação à impedância do corpo, o que provoca um deslocamento muito pequeno (PLUNT, 2005).

Para identificar as forças operacionais por meio desse método é necessário obter primeiramente a matriz de Funções de Resposta em Frequência. Uma vez determinada a matriz de Funções de Resposta em Frequência (FRF), o vetor de forças operacionais é calculado multiplicando a inversa da matriz de FRF's pelo vetor de acelerações como mostra a Eq.(3.14).

$$[f((\omega))] = [H(\omega)]^{-1}[x(\ddot{(\omega)})] \quad (3.9)$$

Sendo que, $[x(\ddot{(\omega)})]$ = Vetor de acelerações do receptor;

$[H(\omega)]$ = Matriz Função de transferência;

$[f((\omega))]$ = Vetor de forças operacionais;

Para obter uma solução única para as forças operacionais pelo método de inversão de matriz convencional, o número de respostas (m) deve ser, no mínimo, igual ao número de forças de entrada a ser estimada (n). Em geral temos uma super determinação do sistema linear, em que temos mais medidas de resposta (m) que medidas de entrada (n). Nesse caso para obter uma solução única utilizamos a pseudo inversa da matriz de funções de transferência pode obter a melhor estimativa das forças atuando em cada caminho.

3.2 ANÁLISE OPERACIONAL DOS CAMINHOS DE TRANSFERÊNCIA

Diante das limitações da Análise de Caminhos de Transferência, Noumura e Yoshida (2006) propõem um método que estima as contribuições de cada fonte sem conhecer as

funções de transferências e sem identificar as forças operacionais atuantes no sistema. Isso leva à redução considerável da carga experimental empregada na análise. Esse método é chamado em algumas publicações de *Operational Transfer Path Analysis (OTPA)* ou CTC, AMM e TPA FORM nesse trabalho utilizaremos a terminologia Análise Operacional dos Caminhos de Transferência (AOCT).

A principal vantagem do método operacional com relação ao clássico é o fato de que para estimar a função de transferência entre o ponto de entrada e ponto de saída são utilizados os dados operacionais de resposta nos caminhos de transferência e de resposta no receptor, no qual são adquiridos sem o desacoplamento do subsistema passivo ou seja, com sistema operando em seu ambiente e não em laboratório com condições controladas.

A Análise Operacional dos Caminhos de Transferência quando comparada a análise clássica possui a vantagem na análise de ruídos aéreos devido ao fato de no método tradicional (ACT) para estimar a matriz de transferência são utilizadas excitações sonoras artificiais (alto-falantes) o que torna o método pouco eficiente em reproduzir as condições reais de operação do sistema, enquanto que na análise operacional são utilizadas as fontes sonoras reais de excitação (KLERK; OSSIPOV, 2010).

Para demonstrar como essa técnica é aplicada em um sistema vibro-acústico será analisado a seguir um sistema duas fontes de excitação associadas a dois caminhos de transferência e um ponto receptor (microfone) como o ilustrado na Fig.(5). Nesse caso em que o ponto receptor é um microfone, as respostas adquiridas nesse ponto serão Níveis de Pressão Sonora (NPS).

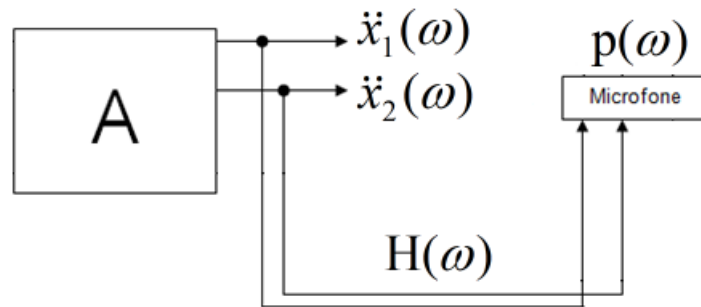


Figura 5: Ilustração sistema vibro-acústico com duas entradas e uma saída

Como na análise clássica dos caminhos de transferência, a pressão sonora no ponto receptor (Microfone), P , pode ser reescrita por meio da soma das contribuições individuais de cada uma das fontes presentes no sistema vibro-acústico analisado. Sendo que, a contribuição individual da fonte associada ao caminho i pode ser obtida multiplicando os sinais de resposta de aceleração ou pressão sonora no caminho, \ddot{x}_i pela função de transferência h_{ij} entre o ponto de excitação i e ponto de receptor j dessa forma essa contribuição

é calcula por meio da Eq.(3.10).

$$C_{ij}(\omega) = h_{ij}(\omega)\ddot{x}_i(\omega) \quad (3.10)$$

A pressão sonora recebida no ponto receptor $p(\omega)$ do sistema ilustrado na Fig.(5) é calculada pela Eq (3.11),

$$p(\omega) = C_1(\omega) + C_2(\omega) \quad (3.11)$$

Sendo que,

$C_1(\omega)$ = Contribuição da fonte de excitação (caminho) 1;

$C_2(\omega)$ = Contribuição da fonte de excitação (caminho) 2

Considerando que são captados m sinais de pressão sonora, $p(\omega)$ no ponto receptor e são captados simultaneamente os sinais de aceleração, \ddot{x}_i , nos dois caminhos de transferência estrutural são geradas p equações polinomiais para cada uma m das frequências amostradas na análise como a apresentada na equação 3.12 para primeira frequência ω_1 . Sendo que p , \ddot{x}_i , h_{ij} e representam os espectros de Fourier para cada um das m frequências amostradas.

$$p(\omega_1) = h_1(\omega_1)\ddot{x}_1(\omega_1) + h_2(\omega_1)\ddot{x}_2(\omega_1) \quad (3.12)$$

O sistema linear da Equação (4) pode ser rescrito em sua forma matricial resumida,

$$[P(\omega)]_m = [X(\omega)]_{mn}[H(\omega)]_{nm} \quad (3.13)$$

Diante disso, a metodologia da Análise Operacional dos Caminhos de Transferência pode ser resumida em,

- 1 Em condição de normais de operação, são realizadas em n intervalos de tempo e m medidas de resposta nos caminhos de transferência (entradas) e medidas de respostas no ponto receptor (saídas);
- 2 Obter as Funções de Resposta em Frequência de cada caminho analisado por meio do método de mínimos quadrados(pseudo inversa);
- 3 Determinar a contribuição individual dos caminhos dos caminhos de transferência.
- 4 Reescrever a resposta no receptor como a sobreposição das contribuições individuais de cada caminho.

A matriz de funções de transferência é obtida por meio da inversão da matriz de entrada $[X(\omega)]_{mn}$ de respostas medidas nos caminhos analisados multiplicada pelo vetor de saída $P(\omega)_m$ como mostrado na equação 3.14.

$$[H(\omega)]_{nm} = [X(\omega)]_{mn}^{-1} P(\omega)_m \quad (3.14)$$

Para inverter a matriz $[X(\omega)]_{mn}$ através dos métodos tradicionais de inversão matricial, a mesma precisa ser quadrada o que no caso da aplicação da técnica AOCT, significaria realizar uma análise em que a quantidade de medições realizadas é igual à quantidade de caminhos analisados. Em geral isso não acontece e nesse caso temos uma matriz de entrada que não pode ser invertida pelos métodos convencional por que a mesma possui mais equações do que incógnitas tornando o sistema super determinado. Isso acontece devido ao fato de ser necessário pegar um número maior de medidas de resposta que número de fontes(caminhos) analisadas sendo então $m > n$.

Nos casos no qual se tem um sistema linear superdeterminado, os métodos de mínimos quadrado aproximam a pseudo inversa da matriz de entrada escrevendo a solução aproximada para $[H(\omega)]_{nm}$ como,

$$[H(\omega)]_{nm} = [X(\omega)]_{mn}^+ P(\omega)_m \quad (3.15)$$

Sendo $[X(\omega)]_{mn}^+$ obtida através da equação 3.16, a pseudo inversa da matriz $[X(\omega)]_{mn}$.

$$X^+ = X^T (X X^T)^{-1} \quad (3.16)$$

Para eficiência do método Análise Operacional dos Caminhos de Transferência é importante representar todas as condições normais de funcionamento em que as medições são realizadas enquanto as condições de funcionamento são variadas para que todas as condições sejam analisadas durante uma única medição ou em múltiplas medições. Quando analisamos um veículo, por exemplo, as condições de operação que estão em variação são as mudanças de torque do motor, velocidade de rotação do motor e de todo o sistema de transmissão e das rodas (KLERK; OSSIPOV, 2010).

Com a utilização dessa análise é possível estimar a propagação do ruído por meio de componentes passivos ou ativos da estrutura. Para isso, os sensores são colocados em diferentes níveis de transferência durante o percurso (caminho de transferência) do ruído ou vibração, esses resultados permitem compreender a propagação do ruído através do caminho (MELO, 2013).

A interpretação dos resultados da análise operacional de caminhos de transferência requer um entendimento básico da propagação do som no sistema analisado e o posici-

onamento dos sensores são pontos fundamentais para a confiabilidade da aplicação do método (KLERK; OSSIPOV, 2010).

A validação dos resultados obtidos com essa metodologia de análise ocorre verificando, se a soma das contribuições inidividuais calculada por meio da técnica são semelhantes às respostas medidas diretamente no receptor (KLERK; OSSIPOV, 2010).

Outro fator positivo para a utilização da AOCT é possibilidade de em uma única configuração serem avaliadas coeficientes de transferência de caminhos estruturais e aéreos, para isso é realizada a medição sincronizada dos parâmetros de resposta dos dois caminhos, acelerações $\frac{m}{s^2}$ nos caminhos estruturais e pressão sonora $\frac{N}{m^2}$ nos caminhos aéreos (NOUMURA; YOSHIDA, 2006).

Para realizar essa medição de duas grandezas físicas diferentes, diferentes tipos de sensores devem ser utilizados, por exemplo, acelerômetros para medir a vibração transmitida pela estrutura e microfones para medir ruído aéreo. No caso desse tipo de configuração que avalia respostas de grandezas físicas diferentes para obter os coeficientes de transferência corretamente, os sinais de resposta precisam ser normalizados antes da aplicação do método de mínimos quadrados. Isso se torna necessário devido ao fato dos sinais de resposta das grandezas físicas diferentes em geral possuírem intervalos numéricos diversos, assim quando aplicamos o método de mínimos quadrados em uma matriz de entrada de sinais sem que estes sejam normalizados, os coeficientes de transferência determinados desconsiderariam totalmente ou parcialmente os caminhos de menor contribuição (NOUMURA; YOSHIDA, 2006).

Segundo Tcherniak e Schuhmacher (2009), o método de mínimos quadrados que utiliza a matriz pseudo inversa para estimar a melhor solução para o sistema super determinado pode levar a erros na estimativa dos coeficientes de transferência. A diferença de amplitude entre o sinal medido e o sinal calculado pode ser causada, além do fator apresentado, por qualquer um dos fatores a seguir:

- Os sinais de entrada e ou saída contêm um ruído adicional que não é filtrado pelo algoritmo Análise Operacional dos Caminhos de Transferência;
- Correlação entre as fontes analisadas;
- O sistema pode se comportar de forma não linear.

Segundo Janssens, Gajdatsy e Auweraer (), a AOCT apresenta uma desvantagem quando comparado à análise clássica por apresentar problemas relacionados com a precisão da estimativa de transmissibilidade ou a falta de confiabilidade dos resultados devido ao acoplamento entre os caminhos de entrada no caso de fontes correlatas.

3.3 NORMAS BRASILEIRAS DE CONTROLE DO RUÍDO EMITIDO POR VEÍCULOS AUTOMOTORES

Nessa capítulo serão apresentadas, as normas brasileiras que regulamentam o ensaio de medição do ruído emitido por um veículo automotor em aceleração e as que estabelecem os níveis máximos permitidos para esse tipo de ruído.

3.3.1 Resoluções para controle do nível de ruído emitido por veículos automotores

Considerando a necessidade de reduzir a poluição sonora emitida pelos veículos automotores, o Conselho Nacional de Trânsito (CONTRAN) estabeleceu através da Resolução N° 448, publicada em outubro de 1971, os níveis máximos ruído permissíveis produzidos por veículos automotores em todo o território nacional. Os limites apresentados na resolução são apresentados na Tab.(1).

Tabela 1: Níveis máximos de ruído estipulados pela resolução do Conselho Nacional de Trânsito - CONTRAN N° 448/71

Categoria	Nível de ruído em dB(A)
Veículos de transporte de passageiros e uso misto (exceto ônibus), motonetas, motocicletas, bicicletas com motor auxiliar	84

Essa resolução foi revogada em 1998 e substituída pelo Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores (PROCONVE) desenvolvido pelo Instituto Brasileiro do Meio Ambiente (IBAMA) que tem como objetivo padronizar as medidas de controle utilizadas pelos estados e municípios (IBAMA, 1998).

Em 1993, o Conselho Nacional do Meio Ambiente publicou a Resolução N° 272 que estabelecia novos limites máximos para emissão ruídos de poluentes por veículos automotores de acordo com sua categoria e diferente da Resolução N° 448/1971 do CONTRAN. Ressalta-se ainda que a Resolução N° 272 não se aplica a motonetas, motocicletas e bicicletas com motor auxiliar e veículos semelhantes. Essa resolução passou por revisões nos 1995 e 1999 até chegar sua versão atual. Publicada em 2000 estabeleceu que a partir de 2006, cem por cento da frota de novos veículos comercializados no Brasil deveria atender os níveis máximos de ruído estabelecidos na resolução. A Tabela (2) mostra o NPS máximo para um veículo do ciclo *Otto* com quatro todas e até nove lugares para versão original e versão atualizada.

A Resolução CONAMA (Conselho Nacional do Meio Ambiente) n° 272/00 estabelece que os ensaios para medição do nível de ruído emitido devem ser realizados como define a NBR ISO 362:1994 - Veículos rodoviários automotores em aceleração - Determinação do nível de ruído, essa norma foi substituída pela NBR ISO 362 publicada em 2002

Tabela 2: Níveis máximos de ruído estabelecidos pelo do Conselho Nacional do Meio Ambiente - CONAMA N° 272/93 e N° 272/00

Categoria	Nível de ruído em dB(A)	
	Resolução N°272/1993	Resolução N°272/2000
Veículos de transporte de passageiros e uso misto (exceto ônibus), motonetas, motocicletas, bicicletas com motor auxiliar	71	74

que por sua vez foi substituída pela NBR 15145 - Medição do ruído externo emitido por veículos automotores em aceleração publicada em 2004 que descreve o procedimento de medição de ruído em vigor atualmente, a metodologia descrita na norma é apresentada a seguir.

3.3.2 Medição do ruído emitido por veículos rodoviários automotores em aceleração – Método de engenharia

A primeira norma que estabeleceu um procedimento para medição do ruído emitido pelo veículo foi a NBR 8437 - Veículos rodoviários automotores em aceleração - Determinação do nível de ruído publicada em 1995 pela Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT), a mesma foi cancelada e substituída em 1994 pela NBR ISO 362 que teve sua versão revisada em 2002 e cancelada pela NBR 15145 em 2004.

Os procedimentos descritos pela NBR 15145:2004 são baseados na norma padrão internacional ISO R362 e proporcionam a reprodução do ruído, ou Nível de Pressão Sonora (NPS) conhecido também pela sigla em inglês (*SPL – Sound Press Level*), produzido pelo veículo durante a utilização total da potência disponível do motor simulando uma situação que ocorre em tráfego urbano.

Devido às dificuldades enfrentadas pelas montadoras de veículos em realizar os ensaios de medições do ruído com o veículo em aceleração obedecendo os procedimentos descritos na NBR ISO 362:2002, a NBR 15145:2004 foi modificada no sentido de,

- Eliminar a exigência quanto ao tipo de pavimento utilizado;
- Melhorar a repetitividade e reprodutibilidade das medições.

O procedimento de varia de acordo com a classificação do veículo em teste sendo elas, “L” para veículo motorizados com menos de quatro rodas, “M” para veículos motorizados com pelo menos quatro rodas e utilizados para transporte de passageiros e “N” para veículos utilizados para transporte de mercadorias, cada uma das categorias são subdivididas em até 5 grupos. Nesse trabalho de pesquisa utiliza-se o procedimento de teste para um veículo classificado com “M1” veículos utilizados para transporte de passageiros com menos de 8 lugares além do motorista.

Quando o veículo a ser testado pertence a categoria M1, esse deve se aproximar em velocidade constante de 50 km/h da linha AA e com a velocidade constante deve deslocar por 20 metros sob uma linha central em meio a dois microfones localizados a 7.5 metros para esquerda e para direita respectivamente e a uma altura de 1.2 metros do solo. O procedimento de teste descrito na Norma NBR 15145:2004 está representado na Fig(6).

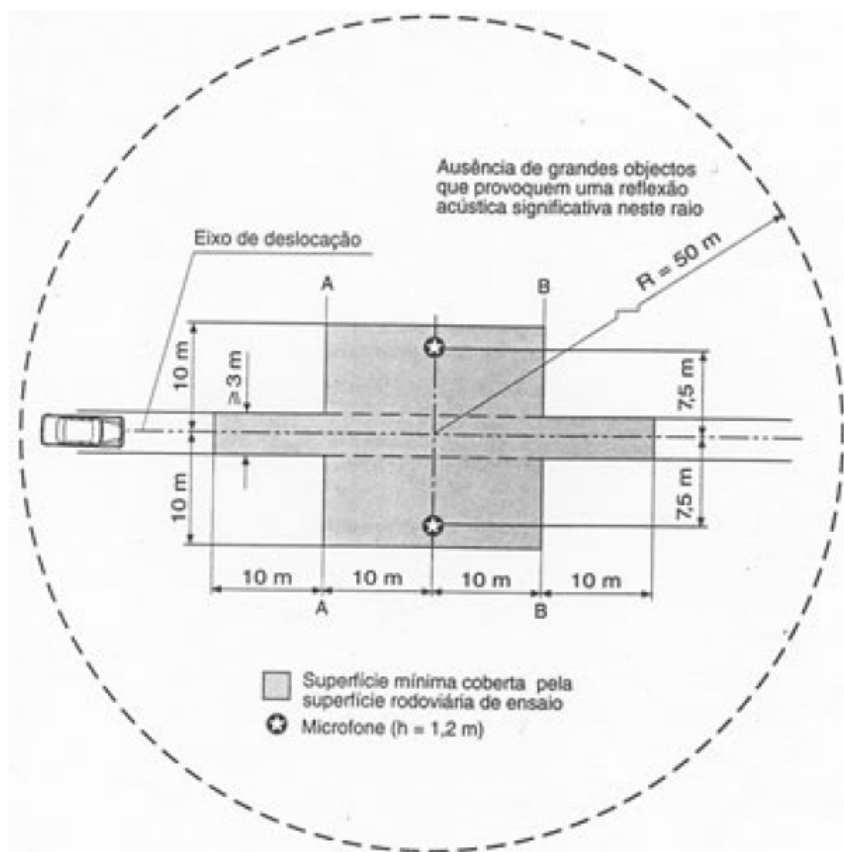


Figura 6: Dimensões do local de ensaios (ANBT, 2004)

A pista de teste é isolada de ruído externos, livre de objetos refletoras e com condições meteorológicas isoladas, o ruído emitido pelo ambiente deve ser no mínimo 10 dB(A) abaixo do máximo Nível de Pressão Sonora que será aferido e o teste deve ser repetido no mínimo quatro vezes de cada lado do veículo.

O Instituto Brasileiro do Meio Ambiente é o responsável por conceder a declaração de atendimento dos limites estabelecidos, a declaração é solicitada pelo representante legal ou importadores do veículo sendo a Companhia Ambiental do Estado de São Paulo (CETESB), o órgão que em convenio com o IBAMA é responsável pela medição do nível de ruído externo de acordo com o procedimento descrito pela NBR 15145:2004 (CONAMA, 2000).

3.4 MECANISMOS DE GERAÇÃO E TRANSMISSÃO DE RUÍDO EM VEÍCULOS AUTOMOTORES

Antes de abordar as fontes de ruído e vibração presentes no veículo é necessário definir primeiramente o que é considerado como vibração e ruído. Segundo [Harrison \(2004\)](#), o termo *vibração* é utilizado para descrever vibrações que sejam possível de sentir com o tato e são provocadas na faixa de frequência de 30 a 200 Hz. E, o termo *ruído* é utilizado para descrever sons audíveis provocados na faixa de 30 a 4000 Hz.

Considerando que um veículo é submetido a diversas excitações que geram ruído e vibração que são transmitidos para parte interior e exterior do veículo e que altos níveis de ruído e vibração reduzem não só a vida útil e confiabilidade de certos componentes como também diminuem o conforto vibro-acústico dos passageiros e receptores ([PORTELA, 2009](#)).

O conforto vibro-acústico está relacionado com a característica dos sons emitidos e com a percepção do ser humano a esses sons. Esses fatores por sua vez estão relacionados com, o processo de geração do ruído e percepção acústica do mesmo.

Estudos que abordam o efeito do ruído no ser humano mostram que níveis de ruído até 50 dB(A) provocam estresse e um desconforto, níveis de ruído de aproximadamente 65 dB(A) começam a degradar o organismo gerando risco para a saúde, níveis de 80 dB(A) liberam morfina no organismo podendo até causar dependência e níveis de ruído em torno de 100 dB(A) podem causar a perda completa ou parcial da audição. De maneira simplificada, a Fig.(7) apresenta a correlação entre ruído, vibração e a percepção humana ([BRIZON, 2012](#)).

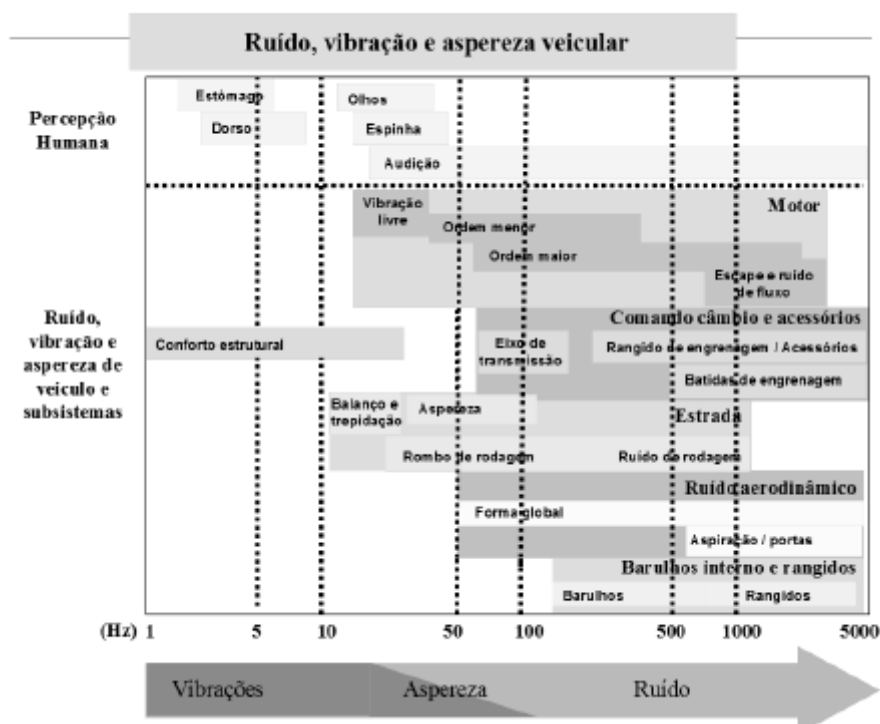


Figura 7: Correlação entre ruído, vibração e percepção humana (Fonte: NVH – Fiat Automóveis S.A)

Segundo [Morello \(2011\)](#) um veículo é submetido a vibrações e ruído em um amplo intervalo de frequências que variam de 20 Hz até cerca de 2000 Hz, a classificação das bandas de frequências em um veículo em movimento é dividida em,

- **(0 à 5Hz)**: apresenta às acelerações de baixa frequência, provenientes às manobras do veículo e oscilações da carroceria do carro, está geralmente relacionado com o conforto vibracional.
- **(5Hz a 25 Hz)**: apresenta as primeiras frequências de ressonância dos principais subsistemas conectados ao chassi do veículo, tais como o motor e a suspensão
- **(25Hz á 100 Hz)**: corresponde às frequências de ressonâncias da carroceria. Nesta faixa se tem a sobreposição parcial das frequências que são percebidas como vibrações e como ruído
- **(> 100Hz)**: o ouvido humano reconhece vibrações de painéis e outros subsistemas, normalmente referida como ruído acústico.

A Figura (8) ilustra a faixa de frequência relacionadas as fontes de excitação presentes em um veículo.

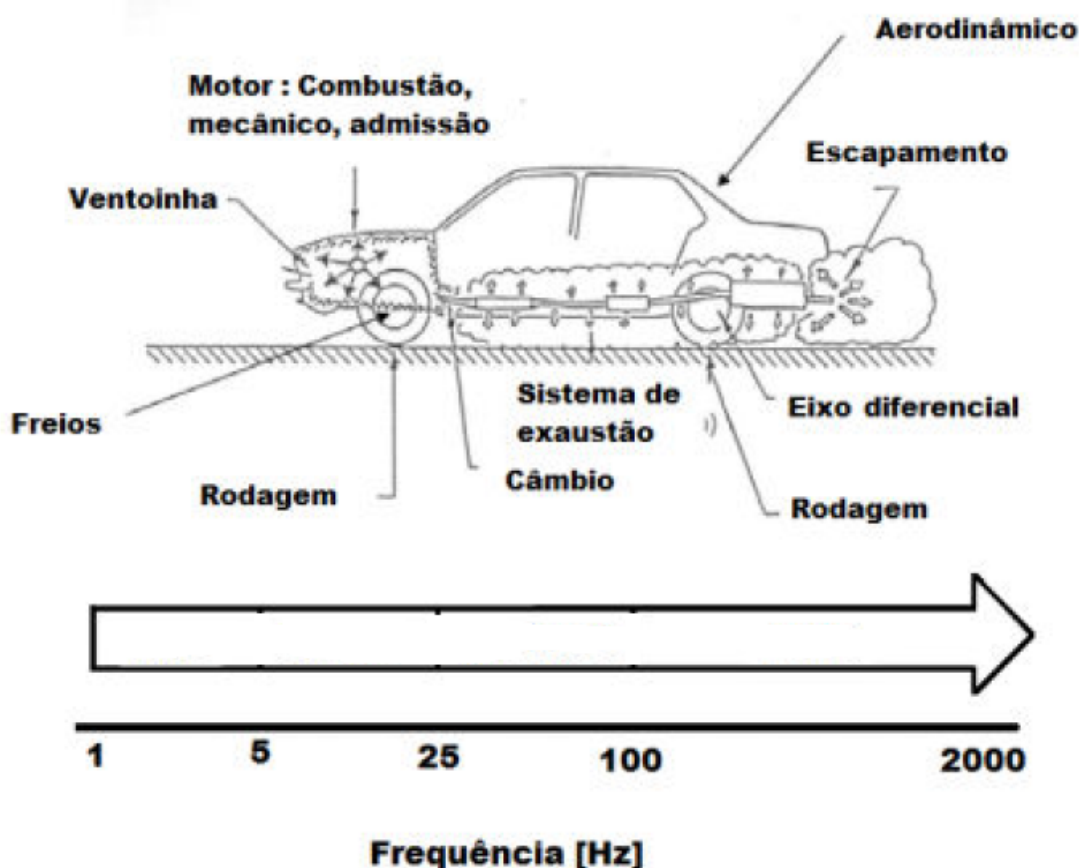


Figura 8: Principais fontes de ruído e vibração em um carro e a classificação em intervalos de frequência dos fenômenos vibro-acústicos (Adptado de [Morello \(2011\)](#))

O nível de ruído emitido por um veículo automotor durante suas condições normais de funcionamento é resultado da combinação das contribuições de uma série de fontes de ruído e/ou vibração que atuam de forma simultânea transmitindo a vibração causada por elas através de vias aéreas ou vias estruturais para toda estrutura do veículo.

As fontes geradoras de ruído em um veículo podem ser separadas em conjuntos conforme sua origem e são classificadas como fontes de ruído de propulsão, de rodagem, aerodinâmico e de acessórios ([GUIMARÃES, 2008](#)).

Consideram-se como fontes de ruído do sistema de propulsão, o motor, câmbio, sistemas de aspiração e exaustão, e o ruído irradiado por essa classe de fontes é transmitido através da estrutura do veículo.

Como fontes de ruído de rodagem tem-se, os pneus e os elementos da suspensão como amortecedores, molas, buchas, nessa classe o ruído irradiado pode ser subdividido entre contribuições aéreas e estruturais ([SILVA, 2011](#)).

A classe de acessórios por sua vez é constituída por subsistemas que servem de apoio um sistema principal como, por exemplo, alternador, ventoinha e são irradiados através da estrutura do veículo ([MELO, 2013](#)).

Alguns autores classificam o ruído dos acessórios como ruído proveniente do motor devido ao fato de que esses estão posicionados dentro do habitáculo do motor e em geral são acoplados de alguma forma ao bloco do motor.

A seguir são apresentados os mecanismos de geração e transmissão do ruído provocado pelas principais fontes de ruído.

3.4.1 Motor

O ruído gerado pelo motor pode ser dividido em provocados pela combustão e pelos esforços mecânicos e transmitidos por via estrutural ao passageiro e/ou receptor.

- Ruído devido à combustão: gerado a partir das variações periódicas de pressão dentro de cada um dos cilindros durante os tempos de admissão, compressão, combustão e exaustão. A frequência de repetição depende do tipo de motor de combustão: dois ou quatro tempos.
- Ruído devido às forças mecânicas: gerado pelo movimento dos pistões, válvulas e acessórios como alternador, bomba de direção hidráulica e outros. Normalmente esse tipo de ruído constitui a maior parcela do ruído total gerado pelo motor.

O ruído provocado pelos pistões é causado pelo o impacto do mesmo nas paredes do cilindro e pela variação dos movimento no ponto morto superior e inferior que gera uma força de reação que excita as frequências naturais do eixo virabrequim. E ruído provocado pelos acessórios normalmente possuem características bem particulares, ou seja com frequências bem definidas ([FILARDI et al., 2003](#)).

Os acessórios são pequenos motores elétricos ou bombas que servem de apoio aos principais sistemas do veículo como, por exemplo, alternador (sistema de alimentação elétrica), o mecanismo de acionamento da ventoinha (sistema de arrefecimento), bomba d'água (sistema de arrefecimento), bomba de direção hidráulica (sistema de direção), algumas desses acessórios são mostrados na Fig.(9).

Cada acessório possui seu próprio mecanismo de geração de ruído mas em geral são os componentes rotativos presentes nos acessórios que produzem força periódicas que geram o ruído emitido pela fonte. Por exemplo a bomba de direção hidráulica e bomba d'água a força periódica é produzida pelo bombeamento dos fluidos, nos alternadores a força é produzida pela variação do fluxo magnético no rotor ([WANG, 2010](#)).

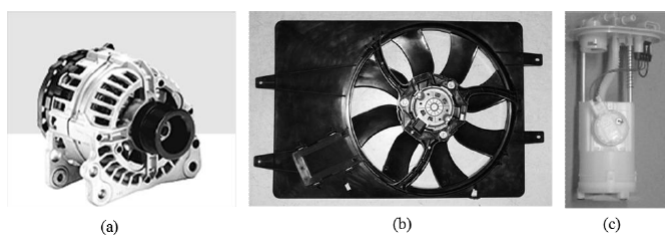


Figura 9: Acessórios acoplados ao motor (FONTE:NVH–Fiat Automóveis S.A)

As principais superfícies de irradiação do ruído provocado pelo motor são o cárter e virabrequim (HAPPIAN-SMITH, 2001). A vista em corte de um motor de quatro tempos com quatro cilindros apresentada na Fig.(10) mostra o posicionamento dos componentes periféricos acoplados assim como os componentes do próprio motor.

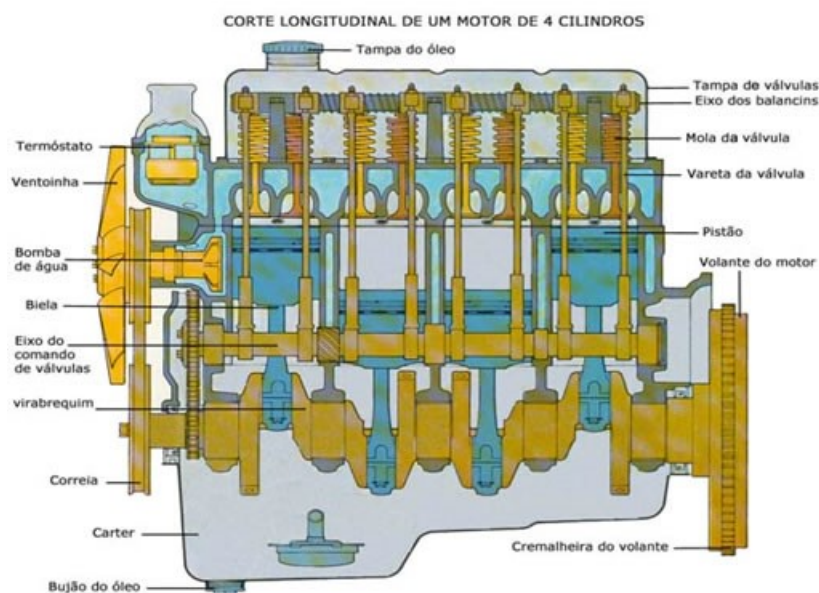


Figura 10: Corte longitudinal de um motor a combustão interna de quatro cilindros

O harmônico correspondente a velocidade do motor possui N ordens onde N é o número de cilindros presentes no motor ou seja para um motor de quatro cilindro possui um harmônico de quatro ordens (HAPPIAN-SMITH, 2001). A primeira ordem do harmônico de um motor com quatro cilindro é equação 3.17 sendo que, a segunda ordem do harmônico será duas vezes a frequência de primeira.

$$f_{m1} = \frac{V}{60} \quad (3.17)$$

Sendo que, V = Velocidade de rotação do motor (RPM)

A principal harmônica da frequência fundamental (ordem) que contribui para os níveis globais de ruído e vibrações de motores de quatro cilindros é a segunda ordem. Isso

acontece porque para cada giro do eixo virabrequim têm-se duas explosões (COSTA et al., 2003).

Segundo Harrison (2004), o ruído irradiado pelo motor possui uma maior parcela de contribuição para ruído total exterior ao veículo em motor a diesel do que em motores a gasolina.

3.4.2 Sistema de exaustão

O ruído gerado pelo sistema de exaustão é transmitido ao receptor por vias estruturais e aéreas. A vibração transmitida por via estrutural é provocada pela periódica exaustão dos gases através da abertura e fechamento das válvulas.

A vibração provocada por esse sistema é transmitida para estrutura pelos pontos de fixação do sistema de exaustão do veículo. Geralmente, para reduzir a transmissão desse tipo de vibração se emprega o uso de coxins, como no exemplo mostrado na Fig.(11).



Figura 11: Ponto de fixação do sistema de exaustão do veículo via coxim (FONTE: Costa et al. (2003) p.8)

O som transmitido por via aérea é provocado pelo contínuo fluxo de ar no escape do veículo, e em geral é reduzido com silenciadores acoplados ao sistema de escape do carro. A Figura (12) mostra os principais componentes do sistema de exaustão de gases em um veículo.



Figura 12: Principais componentes do sistema de exaustão de um veículo (FONTE:(COSTA et al., 2003) p.8)

Quando o motor do veículo é forçado a utilizar toda a potência disponível o ruído gerado pela exaustão dos gases aumenta em média 15 dB em relação a situação onde o motor utiliza apenas a potência necessária para seu funcionamento.

As características desse ruído variam de acordo com o tipo de motor, configuração e a frequência fundamental está relacionada com a frequência de combustão e pode ser calculada para um motor de quatro tempos através da Eq.(3.18)(HAPPIAN-SMITH, 2001).

$$f_{esc} = \left(\frac{v}{60} \frac{n}{2}\right) Hz \quad (3.18)$$

Sendo que,

v =velocidade do motor (RPM);

n =número de cilindros

3.4.3 Sistema de admissão

O ruído transmitido pelo sistema de aspiração é provocado pela periódica interrupção do fluxo de ar que cria pulsos de pressão transmitidos pelo filtro de ar e irradiados dentro do coletor de admissão e pelos dutos de aspiração (HAPPIAN-SMITH, 2001).

Da mesma forma que acontece com o ruído provocado pelo sistema de exaustão quando o motor é forçado a utilizar toda a potência disponível,, ocorre o aumento médio de 15 dB deste pela aspiração do ar para dentro do motor. Na tentativa de minimizar esse problema, é muito comum utilizar isoladores (coxins) nos pontos de fixação do coletor e duto de aspiração para a transmissão desse ruído para carroceria do veículo.

Os principais elementos do sistema de admissão e de exaustão são ilustrados na Fig.(13).

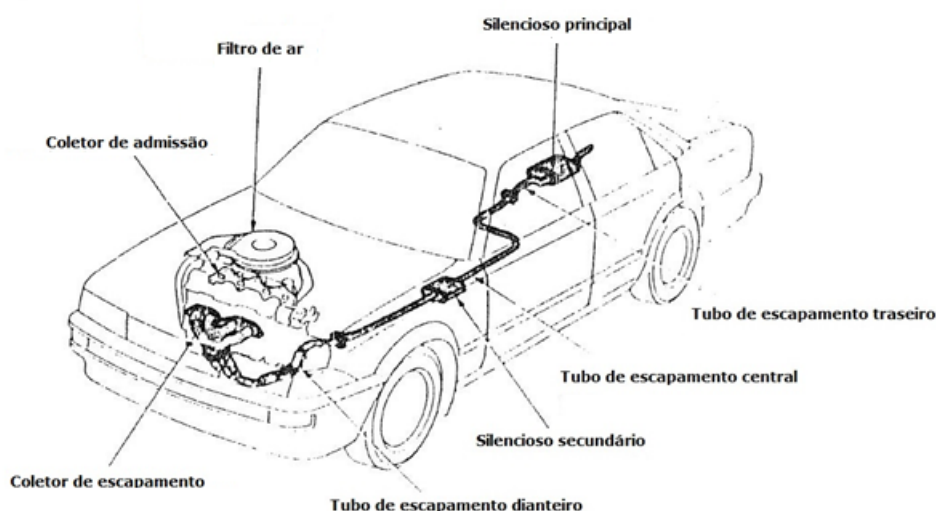


Figura 13: Ilustração do sistema de escape e admissão dos gases em um veículo de passeio

3.4.4 Rodagem

O ruído estrutural é gerado pela interação entre o pneu e pavimento provocando vibração nos pneus que é transmitida ao cubo de roda e aos demais elementos da suspensão está diretamente relacionado a textura da pista, impactos da banda de rodagem e deflexões de rolagem como ilustra a Fig.(14.a). Já o ruído aéreo é gerado basicamente pelo deslocamento do ar através da banda de rodagem dos pneus mostrado na Fig.(14.b).

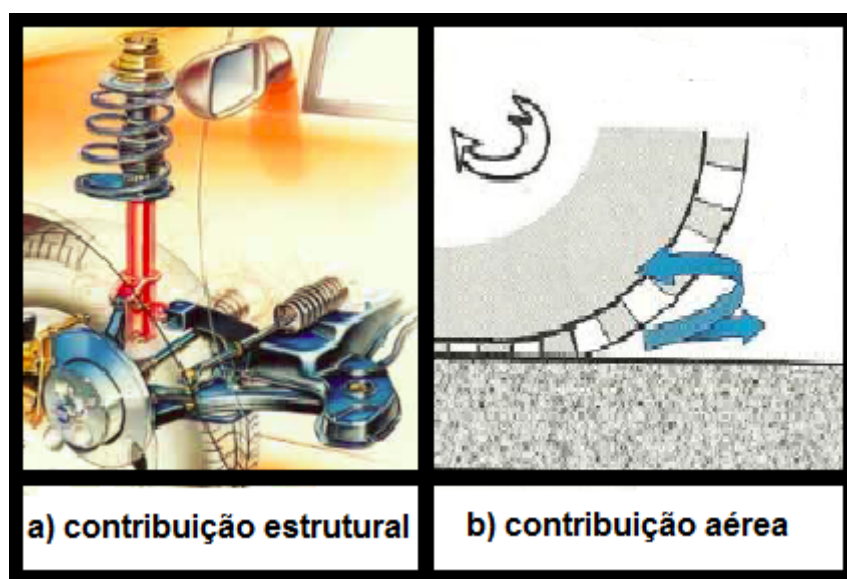


Figura 14: a) Ilustração do mecanismo de geração do ruído de rodagem e transmissão por caminho estrutural, b) Ilustração do mecanismo de geração do ruído de rodagem e transmissão por caminho aéreo (SILVA, 2011)

Segundo [SILVA \(2011\)](#), as contribuições do ruído estrutural atuam até aproximadamente 450 Hz acima dessa frequência as contribuições do ruído aéreo são predominantes.

O principal mecanismo de geração desse tipo de ruído é impacto do pneu com as rugosidades do solo, como os impactos da banda de rodagem ocorrem em curto intervalo de tempo e as rugosidades ocorrem em pequenas distâncias, a frequência do ruído resultante é de 500 a 1000Hz dependendo da velocidade do veículo sendo que quanto maior a velocidade maior a frequência ([COSTA et al., 2003](#)).

3.4.5 Aerodinâmica

O ruído aerodinâmico é provocado pelo movimento do ar ao redor da estrutura externa do veículo e atenuado nos pontos como retrovisor externo, limpador de para-brisas, barra de teto e os acabamentos internos como mostra a Fig.(15).

Esse tipo de ruído se torna significativo quando o veículo atinge velocidades acima de 100 km/h abaixo dessa velocidade outras fontes de ruído tem maior relevância ([MELO, 2013](#)). O ruído aerodinâmico não será considerado na presente pesquisa por que o ensaio será realizado de forma estacionária não sendo então relevante analisar essa fonte.

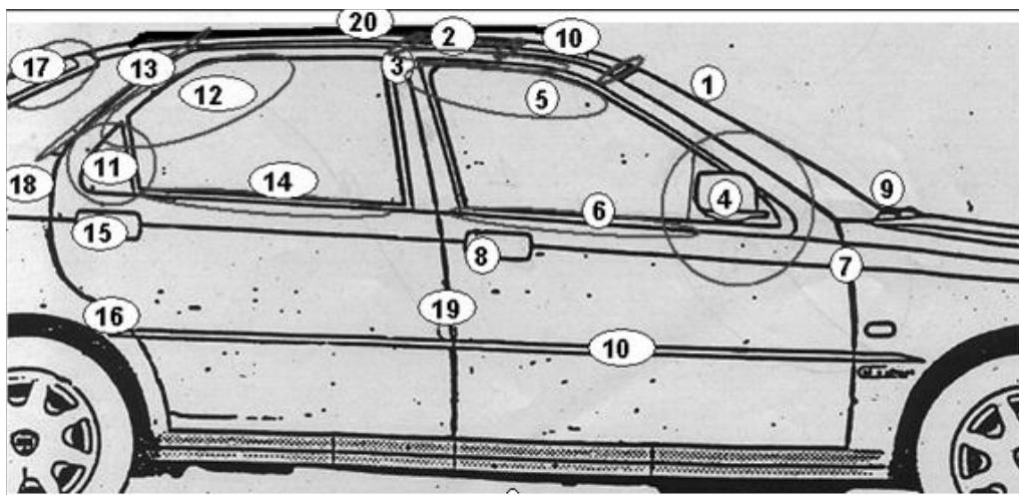


Figura 15: Fontes de ruído aerodinâmico(FONTE:NVH–Fiat Automóveis S.A)([BRIZON, 2012](#))

3.4.6 Transmissão

No sistema de transmissão ideal, a energia é transmitida entre as engrenagens sem geração de ruído e/ou vibração mas na prática existem erros relacionados ao engrenamento entre dentes e alguns casos existem problemas com relação a falta de concentricidade entre os elementos do sistema de transmissão. Esse sistema é ilustrado na Fig.(16).

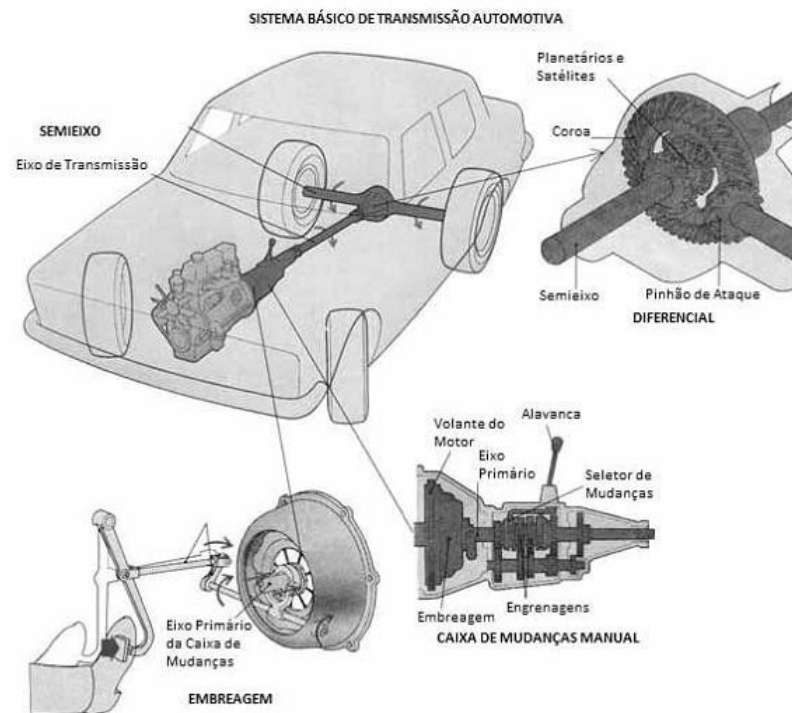


Figura 16: Ilustração componentes do sistema de transmissão de um veículo

Se existe um erro relacionado ao engrenamento entre os dentes sendo causada em geral por dentes danificados, uma componente de vibração é gerada na frequência da velocidade de rotação do eixo de transmissão, f_{ss} .

Se o erro no sistema de transmissão está relacionado com a falta de concentricidade entre elementos uma componente de vibração é gerada na frequência de engrenamento dos dentes do volante de inércia, f_{tm} , que pode ser calculada por meio da Eq.(3.19).

$$f_{tm} = \frac{Nn}{60} \quad (3.19)$$

Sendo que,

N = Número de dentes do volante de inercia;

n = Número de revoluções por minuto.

O ruído provocado pelo sistema de transmissão aumenta a uma taxa de 2.5 a 4 dB quando a potência transmitida é dobrada e aumenta a uma taxa de 6 a 8 dB quando a velocidade é dobrada (HAPPIAN-SMITH, 2001).

Na tentativa de solucionar ou ganhar espaço junto ao mercado consumidor, a indústria automotiva investe no desenvolvimento de dentes com efeitos elásticos capazes de suportar as cargas variadas a que são submetidos.

Parte III

MATERIAIS E MÉTODOS

Com o objetivo de esclarecer sobre os métodos e os materiais utilizados na pesquisa, esse parte dividi-se em três capítulos.

No primeiro capítulo são apresentadas as justificavas para escolha da cadeia de instrumentação utilizada e os procedimentos realizados para garantir que a mesma atendesse aos requisitos que o procedimento necessita.

No segundo capítulo apresenta de forma detalhada os procedimentos experimentais realizados para medição do nível de ruído de um veículo automotor.

Finalmente no ultimo capítulo apresenta uma descrição detalhada da rotina computacional desenvolvida no software MATLAB para executar a Análise Operacional dos Caminhos de Transferência considerando sete fontes de ruído sendo cinco de contribuição estrutural e duas de contribuição aérea.

4 AQUISIÇÃO DOS SINAIS

4.1 SENSORES DE MEDIÇÃO

A Análise Operacional dos Caminhos de Transferência realizada durante o ensaio de medição do nível de ruído emitido pelo veículo em aceleração proposta no presente trabalho leva em consideração caminhos de transferência aéreos e estruturais. O fenômeno físico mensurado em cada um dos caminhos possui unidades de medida distintas logo os instrumentos utilizados para sua medição também são distintos.

Em geral, o instrumento de medida de aceleração são os acelerômetros e o instrumento de medida de pressão sonora são os microfones. Os acelerômetros e microfones comerciais aplicados nesse tipo de sensoriamento possui um preço elevado o que dificulta o desenvolvimento de trabalhos em que seja necessária a utilização dos mesmos. Na pesquisa realizada encontrou-se essa dificuldade em utilizar, os sensores (acelerômetros e microfones) comerciais dessa forma tornou-se um dos objetivos (ou desafios) executar a análise proposta usando sensores de baixo custo para adquirir os dados operacionais usado para determinar a matriz de FRF's.

Para encontrar sensores de baixo custo realizou-se um estudo dos tipos de acelerômetros e microfones disponíveis no mercado e seus respectivos princípios de funcionamento com a finalidade de identificar o tipo de sensor que melhor se adequava as necessidades impostas pela análise proposta. Além disso fez-se um estudo de trabalhos anteriores que propunham a utilização de sensores de baixo custo no sensoriamento de sistemas vibro-acústicos. Os três pontos principais para escolha do elemento sensor possuir ampla faixa de frequência, baixo custo e disponibilidade no mercado.

Segundo [Gautschi \(2002\)](#) sensores piezoelétricos são capazes de mensurar força, pressão sonora, deslocamento e acelerações. As principais vantagens desse tipo de sensor são,

1. Frequência de ressonância acima de 500 Hz;
2. Alta estabilidade quando comparados a sensores com apenas um cristal;
3. Alta linearidade da resposta em frequência;
4. Insensível a campos magnéticos, elétricos e de radiação.

Tendo em vista que em vista as vantagens dos sensores que utilizam como elemento sensor, o cristal piezoelétrico, e que o mesmo é capaz de mensurar tanto a pressão sonora

nos caminhos aéreos quanto a aceleração nos caminhos estruturais. Optou-se em utilizar esse elemento sensor para mensurar as respostas tanto nos caminhos estruturais quanto nos caminhos aéreos.

O elemento sensor piezoelétrico é encontrado de diversas formas no mercado por possuir uma ampla gama de aplicações que vão de aplicações industriais, militar e civil até aplicações no dia a dia do ser humano. O preço e forma na qual pode ser encontrado, o elemento sensor piezoelétrico depende da aplicação do mesmo.

Depois de avaliar as diversas formas nas quais esse elemento é encontrado no mercado opto-se pelo componente eletrônico de baixo custo conhecido como membrana piezoelétrica semelhante a ilustrado na Fig.(17) comercializadas por empresas de equipamentos eletrônicos. A membrana piezoelétrica possui uma estrutura fina em forma de disco sendo composto por dois elementos fundamentais,

1. Membrana de piezocerâmica;
2. Folha de metal elástico (Liga de níquel)

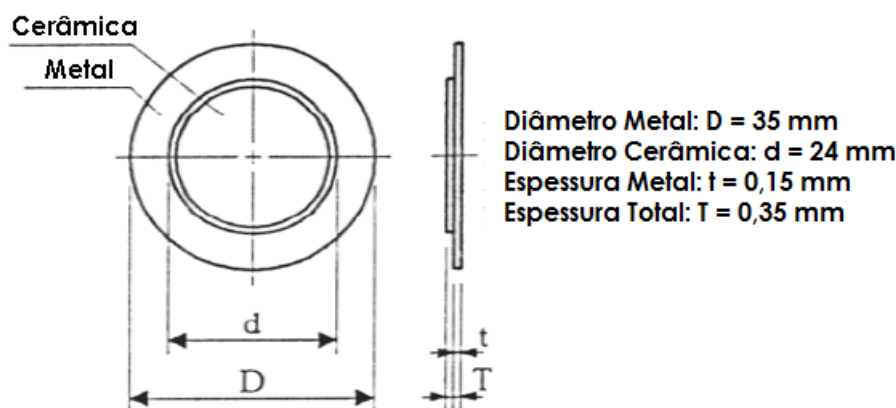


Figura 17: Membrana piezoelétrica. (Fonte: [Viginoski \(2013\)](#))

Outro componente eletrônico no qual esse elemento sensor é no mercado com um custo significativamente baixo é chamado de *buzzer* piezoelétrico que por meio do efeito piezoelétrico inverso permite que a membrana vibre quando submetida a uma tensão elétrica gerando ondas sonoras. A principal aplicação dos *buzzers* piezoelétricos são em sistemas de monitoramento e segurança que emitem alerta sonoro quando uma situação previamente estabelecida ocorre.

Dessa forma, para mensurar a aceleração no caminho estrutural opto-se por desenvolver um acelerômetro piezoelétrico com estrutura e princípio de funcionamento semelhante aos acelerômetros comerciais, a estrutura e o princípio de funcionamento ilustrado na Fig.(18). Para mensurar a pressão sonora nos caminhos estruturais optou-se por utilizar

os *buzzers* piezoelétricos comerciais. A seguir são apresentados os detalhes do desenvolvimento do acelerômetro piezoelétrico e as características do *buzzer* piezoelétrico utilizado.

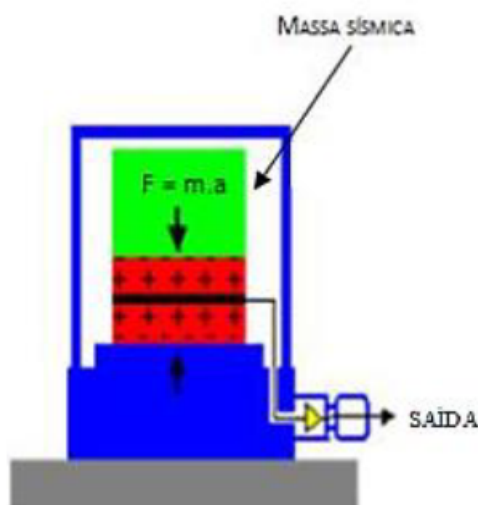


Figura 18: Princípio de funcionamento dos acelerômetros piezoelétricos comerciais

Acerca do levantamento de trabalhos anteriores como referencial metodológico para o desenvolvimento e utilização desses sensores destaque-se o estudo realizado por [Taioli \(1995\)](#) no qual, o autor desenvolve um acelerômetro piezoelétrico a partir do elemento sensor em forma de membrana piezoelétrica para o desenvolvimento de um sistema sísmográfico de alta resolução e o estudo realizado [Barbosa \(2014\)](#) no quais transdutores de vibração a partir de membranas piezoelétricas são desenvolvido para um sistema de medição de vazão em dutos na indústria petrolífera.

Para desenvolver o acelerômetro piezoelétrico levou-se em consideração que para mensurar a aceleração no caminho, o mesmo precisa estar em contato com a superfície excitada para que essa excite a massa sísmica que aplica a força no elemento sensor que por sua vez converte sua deformação provocada pela força aplicada em sinais elétricos. Diante disso, o acelerômetro desenvolvido consiste em duas partes básicas, a base plástica em forma de disco com mesmo diâmetro da membrana piezoelétrica e a cápsula em forma de cilindro de diâmetro igual ao da base.

A base plástica funciona como a massa sísmica na qual a membrana piezoelétrica é acoplada, a base plástica por sua vez é acoplada um cilindro vazado que tem como principal objetivo proteger a membrana. Portanto a construção do acelerômetro piezoelétrico desenvolvido no presente trabalho garante que a membrana sofra deformações quando a superfície excitada aplica uma força a massa sísmica.

A modelagem do a acelerômetro piezoelétrico foi feita *software* CATIA V5 que também possibilitou que fossem feitas simulações para avaliar as frequência de ressonân-

cia do mesmo com a finalidade de garantir que estivesse acima de 6000 Hz. Para fabricá-los utilizou-se a estereolitografia, que se configura em um processo de prototipagem rápida utilizado quando é necessário produzir um modelo em pequena escala e que em sua utilização não seja submetido grandes esforços mecânicos. A figura 19 apresenta a cápsula fabricada por estereolitografia.

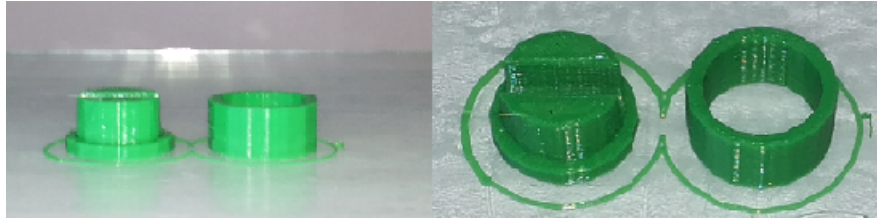


Figura 19: Estrutura plástica do acelerômetro desenvolvido

Como mencionado anteriormente optou-se por utilizar os *buzzers* piezoelétricos para mensurar a pressão sonora nos caminhos aéreos. A escolha desse componente deve-se ao fato dos mesmos apresentarem uma estrutura que possui pequenos orifícios circulares que permitem que as ondas sonoras deforme a membrana piezoelétrica gerando sinais elétricos proporcionais a sua deformação se comportando como microfones piezoelétricos.

Depois de avaliar cuidadosamente os *buzzers* piezoelétricos disponíveis no mercado, o buzzer piezoelétrico modelo SNP 248 fabricado pela *Mallory Sonalert* apresentado na Fig.(20).



Figura 20: Buzzer piezoelétrico fabricado pela Mallory Sonalert - Modelo: SNP 428

Para garantir que os acelerômetros e microfones piezoelétricos estavam respondendo corretamente as faixas de frequências esperadas realizou-se um ensaio experimental no qual, os sensores foram submetidos a um ruído com frequência conhecida com a finalidade de observar os espectros de frequências das respostas dos acelerômetros aos ruídos em que foi submetido.

A cadeia de instrumentação utilizada no procedimentos é descritas a seguir.

1. Caixa semi-anecoica

2. Autofalante de alta qualidade;
3. Acelerômetro ou Microfone piezoelétrico;
5. Amplificador de sinais;
6. Placa de áudio Scarlet 2i2;
7. Computador Asus;

O software de gravação e edição de áudio, Audacity, foi utilizado para gerar o sinal para o autofalante e gravar simultaneamente as respostas dos acelerômetros ou microfone, o software foi escolhido por ter compatibilidade com o placa de gravação de áudio utilizado. A placa de gravação de áudio Scarlet 2i2 fabricada Focusrite por sua vez foi escolhida para o ensaio por possui duas entradas para gravação e duas saídas para reprodução o que possibilitou usar o mesmo dispositivo para ler os sinais emitidos pelos sensores e emitir o sinal produzido pelo software Audacity. As entradas de gravação são amplificadas por um pré-amplificador interno a placa de áudio o que possibilita a leitura dos sinais emitidos pelos sensores (acelerômetro e microfone) entretanto a saída da placa de áudio não possui amplificação então para que o auto falante o reproduza o sinal emitido pela placa, o mesmo deve antes para pôr um amplificador de sinais.

Os sensores foram posicionados cuidadosamente dentro da caixa semi-anecoica para garantir que os mesmos capta-se o ruído de forma precisa. Nesse sentido, os acelerômetros piezoelétricos foram fixados no centro de auto-falante e no caso dos microfones piezoelétricos foi direcionados para o centro do auto-falante. O ensaio foi realizado no laboratório de *Noise Vibration Hardness (NVH)* da Universidade de Brasília (*Campus Gama*) no período noturno para evitar o ruído emitido por veículos e pelo trânsito de pessoas influencia-se nas medições.

O objetivo desse procedimento como foi dito anteriormente era garantir que os sensores estavam captando as frequências de forma correta para isso foi preciso definir frequências para avaliar a resposta dos sensores. Dessa forma considerando que os sensores seriam utilizados para mensurar a vibração e o ruído provocado pelas fontes de excitação atuantes em um veículo e (MORELLO, 2011) define a faixa de frequência do ruído emitido por um veículo em movimento entre 20 Hz a 2000 Hz, escolheu-se submeter os sensores a ruídos definidos por seno com frequências naturais de 100 Hz, 1000 Hz e 2000 Hz englobando toda essa faixa de frequência.

Em suma o procedimento para avaliar a resposta dos sensores, acelerômetros e microfones piezoelétricos submetidos a um sinal senoidal com frequênciaa natural estabelecida consistiu em:

1. Posicionar os sensores dentro da caixa semi-anecioca;

2. Emitir para autofalante, um tom puro na frequência de 100 Hz durante 5 segundos e gravar as respostas do acelerômetro e microfone simultaneamente;
3. Executar a transformada de Fourier no sinal através da função Fast Fourier Transform (FFT) do software Matlab;
4. Visualizar graficamente sob espectro frequência a resposta do sensor ao ruído no qual o mesmo foi submetido;
5. Repetir o procedimento para as frequências de 1000 Hz e 2000 Hz

Realizou-se o ensaio para seis acelerômetros e dois microfones piezoelétricos contudo como já era esperado todos sensores responderam as frequências como pode ser visto nas figuras abaixo.

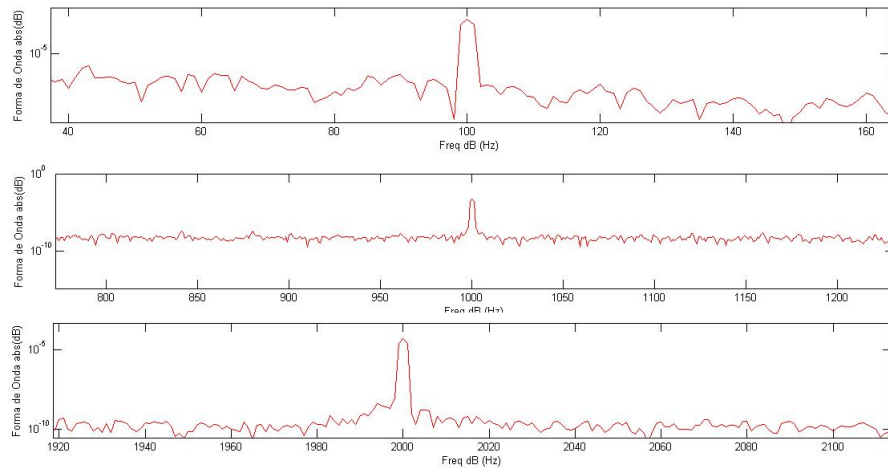


Figura 21: Resposta do acelerômetro 1

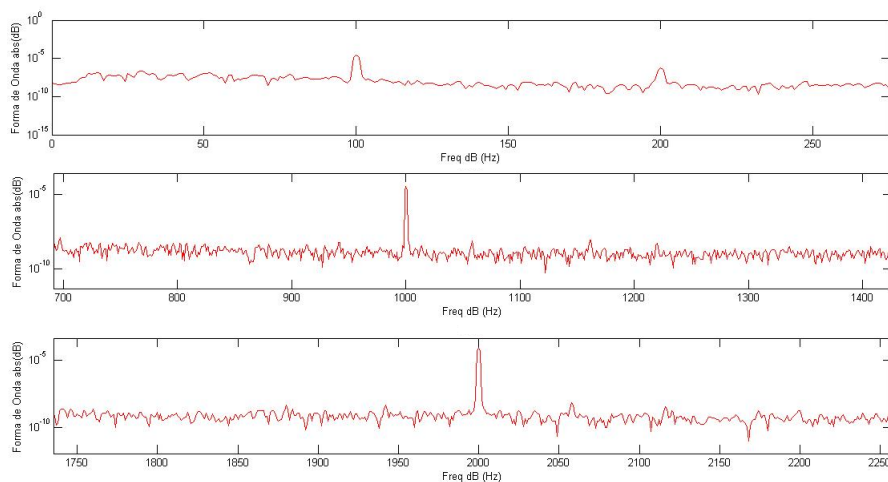


Figura 22: Resposta do acelerômetro 2 submetido as frequências de 100, 1000 e 2000 Hz

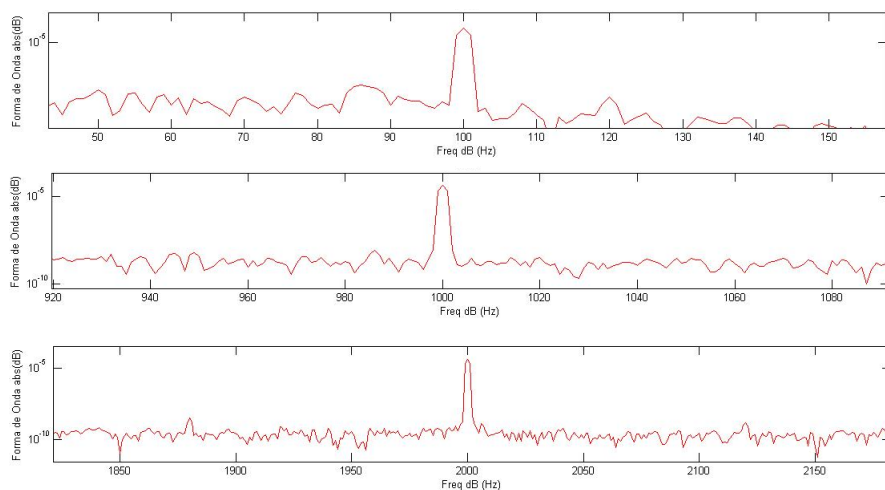


Figura 23: Resposta do acelerômetro 3 submetido as frequências de 100, 1000 e 2000 Hz

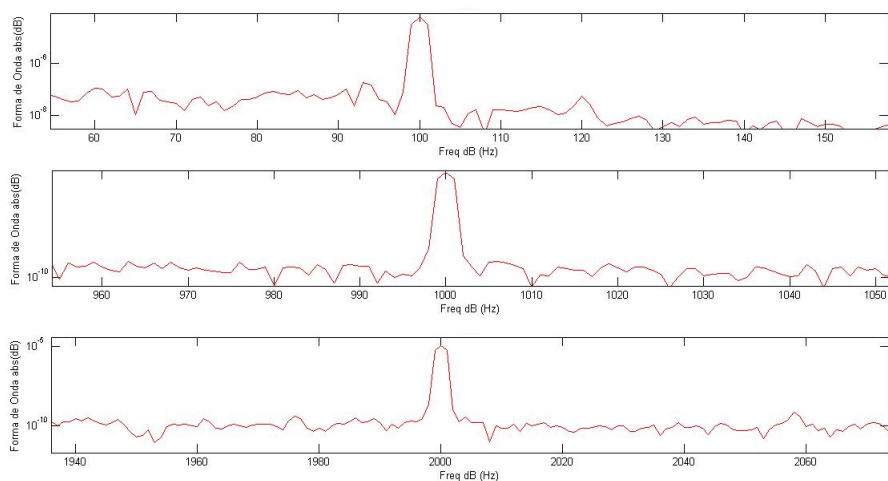


Figura 24: Resposta do acelerômetro 4 submetido as frequências de 100, 1000 e 2000 Hz

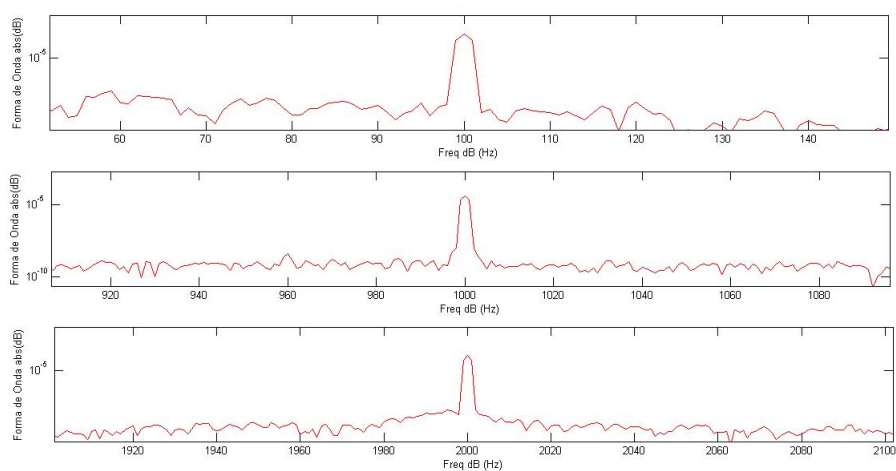


Figura 25: Resposta do acelerômetro 5 submetido as frequências de 100, 1000 e 2000 Hz

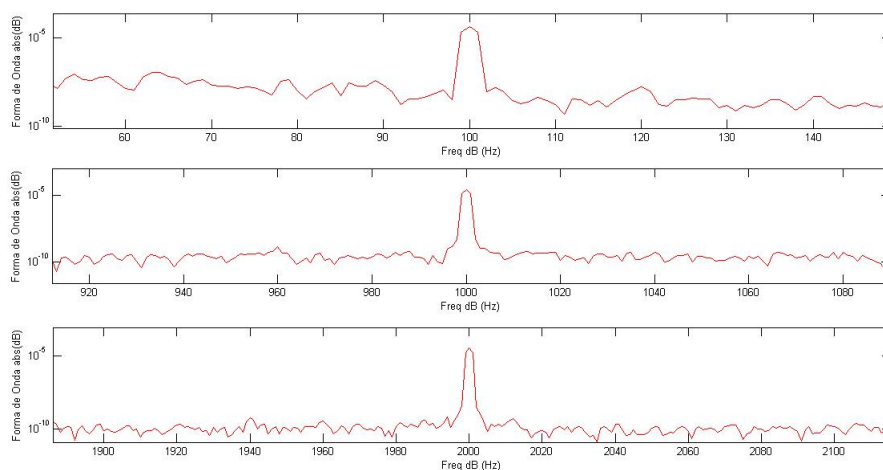


Figura 26: Resposta do acelerômetro 6 submetido as frequências de 100, 1000 e 2000 Hz

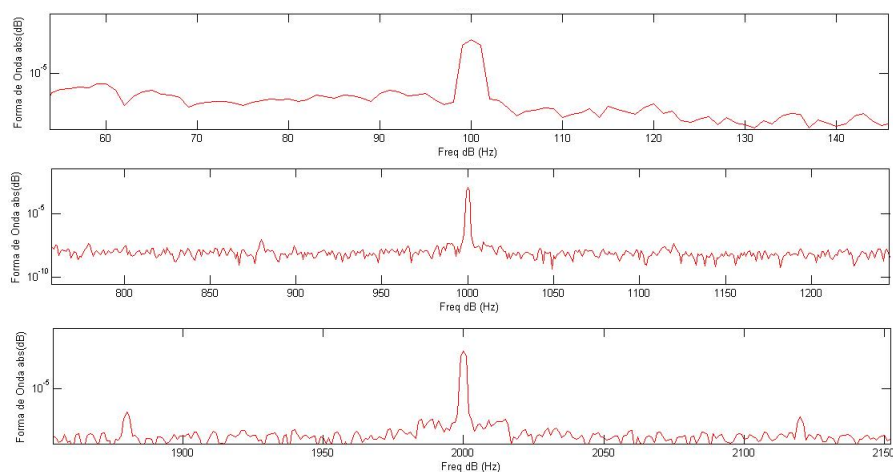


Figura 27: Resposta do microfone 1 submetido as frequências de 100, 1000 e 2000 Hz

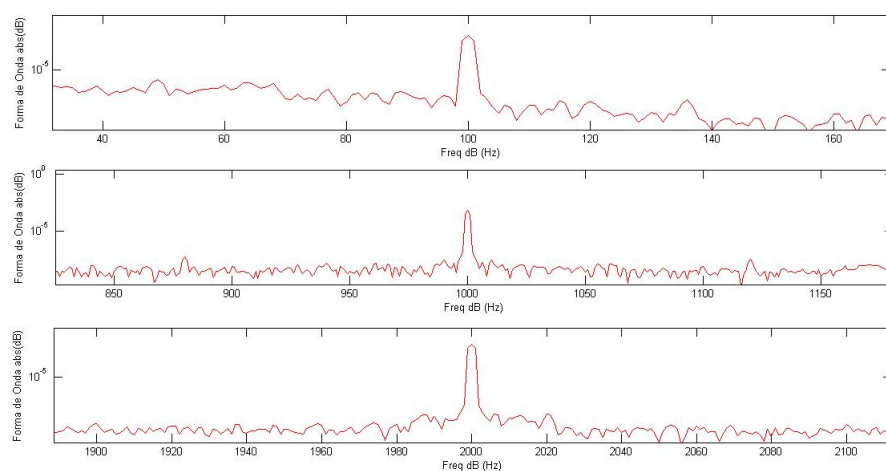


Figura 28: Resposta do microfone 2 submetido as frequências de 100, 1000 e 2000 Hz

Como pode-se observar, os espectros mostram que os acelerômetros e microfones piezoelétricos estão respondendo as frequências de forma precisa garantindo que esses eram adequados para o ensaio de medição proposto. A seguir serão abordadas as características do microfone utilizado no ensaio para aferir o nível de ruído total emitido pelo veículo.

Optou-se pelo modelo NT1 da fabricante Rode Microfones devido ao fato desse se comportar de forma linear em toda faixa de frequência amostrada durante o ensaio. A curva de resposta em frequência para esse microfone fornecida pelo fabricante é apresentada na Fig.(29).

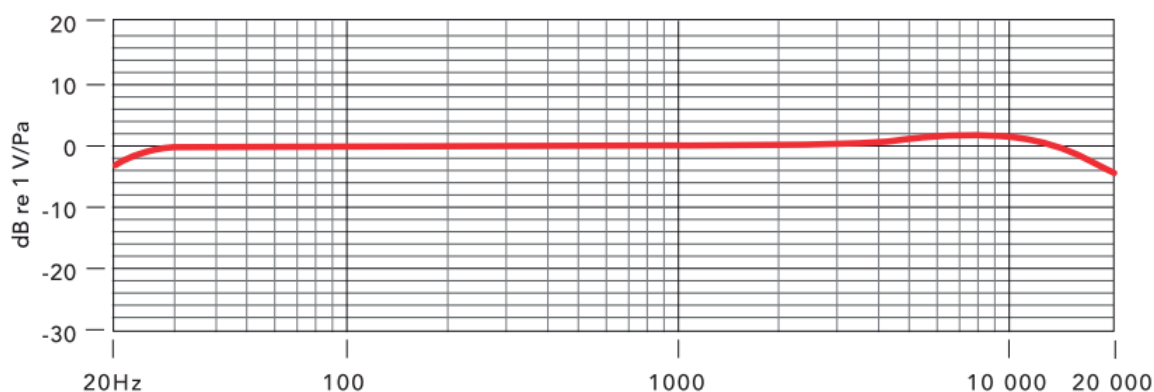


Figura 29: Curva de resposta em frequência referente ao Microfone NT1

4.2 MÓDULO DE AQUISIÇÃO

Na análise proposta são avaliadas simultaneamente as respostas em sete caminhos entre eles caminhos aéreos e estruturais, e a resposta no microfone externo o que totalizam oito sinais a serem coletados simultaneamente.

Considerando que serão coletados oito sinais simultâneos foi preciso selecionar um dentre os módulos de aquisição de sinais disponíveis no mercado com oito ou mais canais de entrada. Em geral, os módulos de aquisição disponíveis no mercado possuem mais do que oito entradas e possuem características de amostragem semelhantes o que dificulta a escolha do módulo de aquisição a ser utilizado.

Entretanto a maioria dos módulos disponíveis devido requer que os sinais sejam condicionados para que o mesmo faça uma leitura apropriada. Devido a esse fato opto-se pelo sistema de aquisição ADS 2000 mostrado na Fig.(30) da fabricante *LYNX Testing and Measurement Systems* que acoplado a seu sistema possui um módulo que condiciona os sinais emitidos pelos sensores antes de fazer a leitura.

Outra vantagem que se observa do módulo de aquisição ADS 2000 mostrado na

Fig.(30) é possuir um software que permite configurar desde as entradas analógicas do condicionador como por exemplo, os ganhos referentes a cada canal até os parâmetros para aquisição do sinal como por exemplo, o tempo de aquisição e a frequência de amostragem.

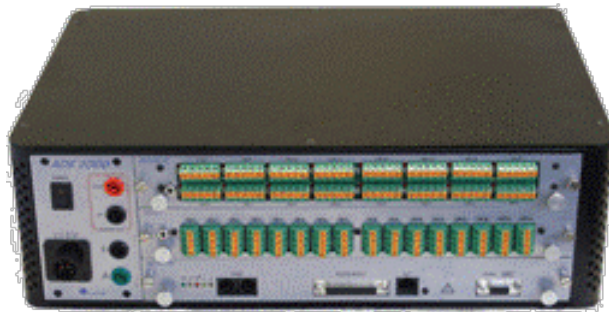


Figura 30: Módulo de aquisição ADS 2000

A seguir são apresentadas as características relevantes acerca do módulo escolhido para o desenvolvimento da pesquisa

- 32 canais em um único gabinete;
- Os condicionadores podem ser configurados para entrada de termopares, transdutores em ponte, *strain gages*, tensão, corrente e sensores de platina (Pt100);
- O ganho pode ser selecionado em faixas na entrada (1,10,100) por chave e posteriormente amplificado até 50x (neste caso, controlado por software);
- Conversor A/D de 16 bits de resolução (14 de linearidade);
- Coleta até 80.000 amostras/ s (depende da quantidade e tipo de entrada) no total com gravação contínua em arquivo;
- Fonte DC de 24 V para alimentar sensores, transdutores;

O gabinete do sistema de aquisição é dividido em duas partes, superior e inferior, a parte superior corresponde ao módulo condicionador de sinais cujo o modelo é o AI 2161 e a parte inferior corresponde ao módulo controlador cujo o modelo é o AC 2122.

O modulo condicionador de sinais AI 2161 VB acoplado ao sistema possui 8 canais amplificadores de instrumentação com ganho programável de x1 a x5.000, o ganho e offset são calibrados em fábrica com precisão para todas as escalas. Possui fonte de tensão DC para excitação de sensores independente para cada canal, protegida contra curtos (limite de 50mA) e com tensão de saída selecionável por jumpers entre 250mV, 500mV, 750mV, 2,500V, 5,000V e 7,500V.

O fabricante Lynx disponibiliza para o módulo ADS 2000, guias de instruções para instalação e configuração do software, configuração do condicionador de sinais e aquisição dos sinais, os guias são disponibilizados através do site da fabricante. Entretanto para efetuar as primeiras leituras com o módulo de aquisição buscou-se o auxílio do suporte técnico disponibilizado pela Lynx. As configurações necessárias para efetuar as leituras são descritas a seguir.

Seguindo as instruções dadas pelo suporte técnico para que o condicionador de sinais faça uma leitura adequada dos sinais emitidos pelos sensores desenvolvidos é necessário adicionar o circuito eletrônico apresentado na Fig.(31).

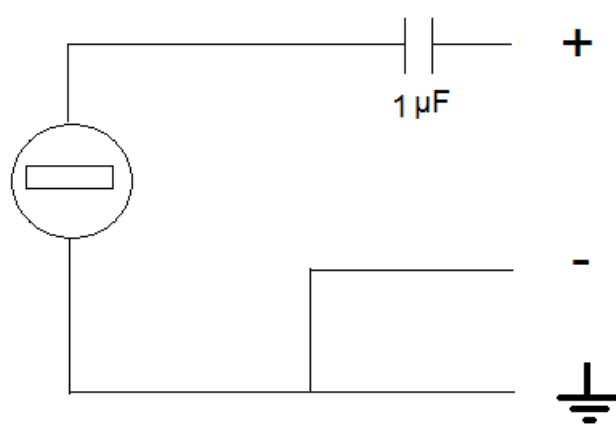


Figura 31: Circuito acoplado a saída do sensor

Com o sensor conectado ao condicionador de sinais foi necessário configura-lo em relação ao ganho associado a cada uma das entradas e a alimentação das mesmas. O controle do ganho referente a cada uma das entradas analógicas é feito pelo software Lynx Aqdados 7.2 e através de chaves internas do condicionador mostradas na Fig.(32), o ganho para os microfones e para os acelerômetros o ganho foi definido em x1000.

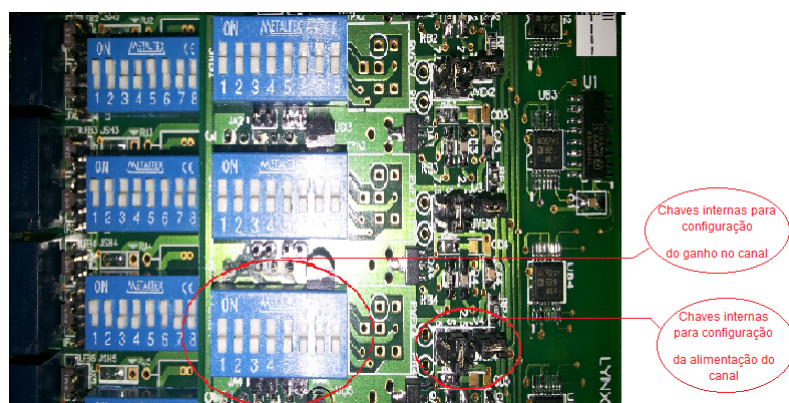


Figura 32: Chaves internas para configuração dos canais do condicionador de sinais

Como dito anteriormente, os parâmetros para execução do ensaio são configurados através do software AqDados 7.2 que permite que seja definida a frequência de amostragem e o tempo de aquisição dos sinais. Depois que são definidos esses parâmetros e os ganhos são configurados, o módulo está pronto para iniciar a aquisição dos sinais.

O software AqDados 7.2 executa o ensaio e permite que usuário visualize em tempo real os sinais que estão sendo adquiridos tanto no domínio do tempo quanto no domínio da frequência o que possibilita que erros na aquisição dos sinais sejam detectados previamente.

5 ENSAIO EM AMBIENTE FECHADO DO NÍVEL DE RUÍDO EMITIDO PELO VEÍCULO EM ACELERAÇÃO

Teste de ruído de passagem ou no inglês, *Pass-By Noise* é termo utilizado para ser referir aos ensaios de medição do nível de ruído emitido por um veículo em aceleração constante.

De acordo com [Tcherniak e Schuhmacher \(2009\)](#), o *Pass-By Noise* realizado em ambiente fechado facilita o controle e a repetição do teste por que a mesma não depende do tempo e condições da pista. Diante tal situação, optou-se em realizar de forma semelhante à realizada por esse autor assim o foi ensaio em ambiente fechado no qual foram adquiridos sinais de resposta nos caminhos de transferência com o veículo fixado em um dinamômetro de rolos e como mostra a Fig.(33).



Figura 33: Posicionamento do veículo sob o dinamômetro de rolos

Vale ressaltar que os autores, [Erensoy e Sevginer \(2012\)](#), [Huijssen et al. \(2010\)](#) também realizam um ensaio semelhante ao proposto na pesquisa. Os estudos realizados por esses autores foram referencial metodológico para a medição proposta neste trabalho.

Acerca do veículo submetido ao ensaio, optou-se pelo modelo CELTA 1.0, 2011, VHC Flexpower fabricado Chevrolet mostrado na Fig.(34) junto com as características relevantes para o presente trabalho, as demais informações sobre o veículo estão disponíveis no site da fabricante.

MOTOR	
Modelo	N10YFH - Dianteiro, transversal, 1.0 litros, 4 cilindros em linha, 8 válvulas; Flexpower
Cilindrada	999 cm ³
Potência máxima	77 cv (56,7 kW/76 HP) / 6.400 rpm (gasolina)
líquida (ABNT NBR 5484/ISO 1585)	78 cv (57,4 kW/77,4 HP) / 6.400 rpm (etanol)
	18,4 s (etanol) (em 5a marcha)

Figura 34: Celta 1.0 VHC Flexpower 2011/2012

5.1 Procedimentos experimentais

Como apresentado nos referenciais teóricos, a Norma Brasileira NBR 15145:2004 estabelece as metodologias e os requisitos que devem ser seguidos desde a preparação do local no qual será conduzido o ensaio com o veículo em movimento até a configuração de velocidade em que deve ser aferido o ruído emitido pelo veículo de acordo com sua categoria. Entretanto na presente pesquisa, os ensaios foram realizados em ambiente fechado com veículo fixado sob um dinamômetro diante disso foram levadas em consideração apenas as configurações referente ao veículo estabelecidas pela norma.

Devido ao fato das medições não serem realizadas em uma sala anecoica, as mesmas foram realizadas no Laboratório de NVH (*Noise Vibration Hardness*) da Universidade de Brasília (*Campus Gama*) durante o período noturno para evitar o ruído externo devido ao tráfego.

Realizou-se o ensaio com um motorista que mantinha a velocidade constante em cima do dinamômetro e indicava o momento em o veículo atinge a velocidade necessária para início da aquisição dos sinais. Os ensaios foram realizados com o veículo em velocidade constante de 50 km/h utilizando a relação da terceira marcha do veículo. A velocidade de rotação do veículo durante o ensaio foi registrada pelo motorista como mostra a Fig.(35).



Figura 35: Velocidade linear e de rotação constante do veículo durante o ensaio

O tempo de aquisição dos sinais foi determinado considerando que a norma NBR 15145:2004 determina que o veículo deve estar em velocidade constante de 50 km/h durante 20 metros o que resulta em um tempo estimado de aproximadamente 1,5 segundos para aquisição de sinais.

Considerando que o tempo de cada medição fosse de 1,5 segundos por meio do módulo ADS 2000, os sinais de resposta nos sensores de entrada e no microfone receptor foram adquiridos durante 25 segundos que foram posteriormente particionados em dez medições iguais de 1,5 segundos sendo que foram descartados da medição os cinco primeiros e últimos segundos da aquisição.

Nesse modelo de medição estacionária não pode ser mensurado o efeito *doopler* que influenciaria na frequência recebida no microfone se o veículo estivesse em movimento relativo a ele, entretanto é possível estimar a sua contribuição.

Considerando que frequência f_0 da onda sonora que é emitida pela veículo em movimento que imprime velocidade v_r relativa ao microfone estacionário, o efeito do fenômeno *Doopler* altera a frequência f_0 a para de f_1 que pode ser calculada através da Eq.(5.1), sendo c a velocidade do som.

Vale ressaltar que na Eq.(5.1), a velocidade relativa, v_r , positiva significa que a fonte está se aproximando do microfone estacionário no caso da fonte se afastando do microfone consideraríamos uma velocidade relativa negativa.

$$f_1 = \frac{c}{c \pm v_r} f_0 \longrightarrow f_1 = E_f \cdot f_0 \quad (5.1)$$

A relação entre a velocidade da fonte de ruído e o microfone estacionário é dada pela Eq. (5.2)

$$v_r = v_v \sin(\alpha) \quad (5.2)$$

Sendo que,

$$\sin(\alpha) = \frac{x}{\sqrt{(x^2 + (7.5)^2)}};$$

v_v = velocidade da fonte;

As relações entre a posição velocidade v_v do veículo durante a medição e a posição do microfone estacionário, velocidade do veículo v_v e velocidade do veículo relativa ao microfone v_r são apresentadas na Fig.36.

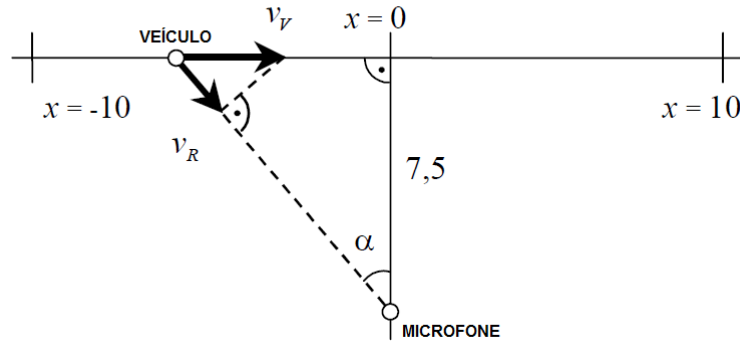


Figura 36: . Esquemático para o teste em movimento

A NBR 15145:2004 determina que o veículo testado deva estar em velocidade constante de 50 km/h e a distância percorrida durante o teste é de 20 metros, de acordo com a velocidade e com a posição do veículo no começo do teste e no final do teste temos um ângulo α igual a 53,13 para o momento em que o veículo se aproxima do microfone e α igual a 126,87 para o momento que o veículo se afasta do receptor.

O erro e_f na frequência f_0 recebida no microfone é determinado pela Eq.(5.3), onde E_f na qual o fator multiplicativo frequência f_0 que pode ser determinado pela Eq.(5.4).

$$e_f = (1 - E_f)100 \quad (5.3)$$

$$E_f = \frac{c}{c \pm v_r} \quad (5.4)$$

Nas condições determinadas na NBR 15145:2004 para o teste de ruído de passagem os fatores multiplicativos apresentados abaixo. E o erro, e_f é de aproximadamente quatro por cento quando veículo se aproxima e de aproximadamente três por cento quando o veículo se afasta.

Então de acordo com a Eq. (5.4) o fator multiplicativo que deve ser considerado para f_0 recebida no microfone são apresentados abaixo. E o erro, e_f é de um por cento para quando o veículo se aproxima e para quando o veículo se afasta.

Em suma o procedimento para medição do ruído emitido pelo veículo consistiu em:

1. Fixar o veículo sob dinamômetro de rolos;
2. Posicionar os sensores e demais instrumentos envolvidos na medição;
3. Acelerar o veículo até a velocidade de 50 Km/h e mante-la constante durante todo o teste;
4. Iniciar a aquisição de dados.

Na próxima seção será apresentada uma descrição detalhada dos procedimentos realizados e precauções tomadas para posicionar os sensores nos caminhos de transferência analisados.

5.2 Posicionamento dos sensores

O posicionamento dos sensores ao longo do caminho associado a fonte de excitação é um ponto crucial para que a matriz de transferência seja determinada de forma correta. Então para posiciona-los foi feito um estudo prévio do posicionamento das fontes de ruído presentes no veículo e dos possíveis caminhos associados.

Segundo Morello (2011), as principais fontes de ruído presentes nos veículos são ilustradas na Fig. (37).



Figura 37: Posição das principais fontes de ruído no veículo analisado

Sendo que,

1. Motor e acessórios – Caminho estrutural

2. Pneus – Caminho aéreo
3. Sistema de escape – Caminho aéreo
4. Sistema de aspiração – Caminho aéreo
5. Aerodinâmica – Caminho aéreo

Considerando que a medição não seria realizada em movimento foi desconsiderado o ruído provocado pela aerodinâmica.

Com as fontes de vibração identificadas é necessário identificar o caminho apropriado para mensurar a vibração provocada por cada uma das fontes. Foi levado em consideração que o sensor deve ser posicionado ao longo do caminho de forma que não haja influência de uma fonte em outra, isso é necessário mesmo que no método AOCT cancele uma parcela do *crosstalk*.

No caso das fontes em que o caminho de transferência associado é estrutural o provável caminho associado é em geral são os elementos de conexão entre o subsistema e sistema como todo tais como o suporte de apoio do motor, suporte das bombas e conexões do sistema de admissão de ar.

Os pontos que possuem conexão entre mais de uma fonte de excitação devem ser evitados porque tornam a análise de contribuição das fonte individualmente muito difícil de ser realizada.

No caso do posicionamento dos microfones piezoelétrico usados nos caminhos aéreos, pneu e escape foram mais fáceis de serem identificados por que o ponto que deve ser levado em consideração é que microfones precisavam estar direcionado para a fonte de ruído. O posicionamento do sensor no caminho aéreo associado ao pneu pode ser visto na Fig.(38) e o posicionamento do sensor no caminho aéreo associado ao escape pode ser visto na Fig.(39).



Figura 38: Posição do microfone no caminho aéreo associado ao pneu dianteiro direito



Figura 39: Posição do microfone no caminho aéreo associado ao escapamento

Ao considerar que no habitáculo do motor se tem ruído proveniente da combustão e da forças mecânicas aplicada pelo funcionamento simultâneo dos sistemas e subsistemas associados ele. Precisou-se identificar, o melhor caminho para cada uma das fontes analisadas evitando pontos conexão e grande proximidade entre as fontes analisadas. Na Figura (40) são mostradas as posições aproximadas para cada uma das fontes de caminhos estrutural que foram analisadas.

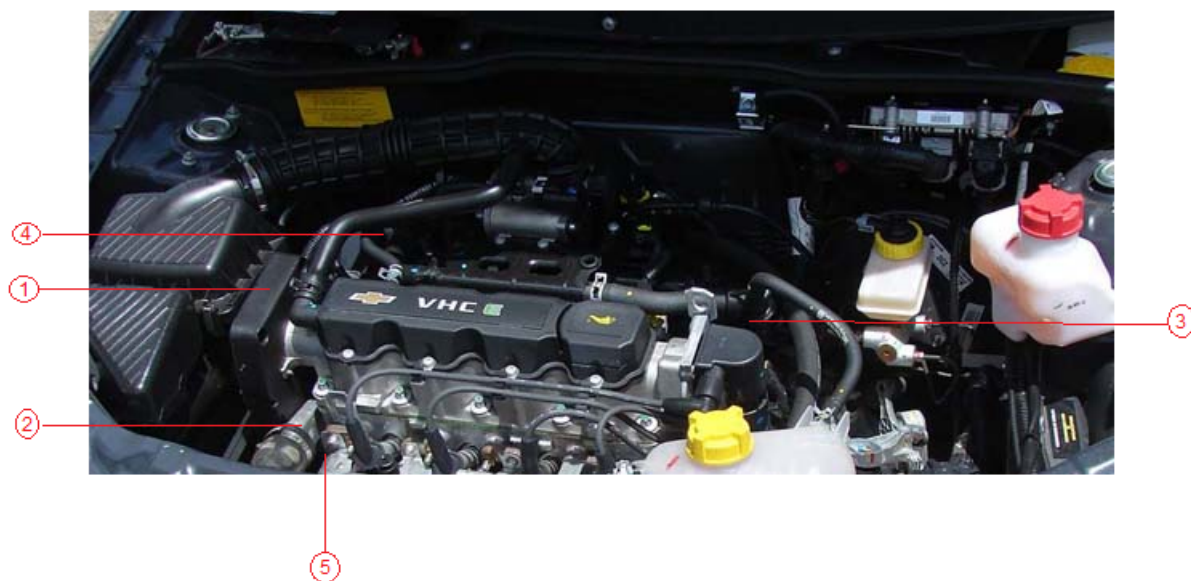


Figura 40: Posição das principais fontes de ruído no habitáculo do motor do veículo analisado

Sendo que,

1. Bomba d'água
2. Bomba da direção hidráulica
3. Coletor de admissão
4. Alternador
5. Cáster

Dentre as fontes analisadas, a bomba d'água apresentava-se como um desafio, devido da maior parte da estrutura ser interna ao motor. Entretanto a outra parte da bomba esta acoplada a correia dentada do comando de válvulas tornando-a uma superfície de irradiação do ruído provocado pela bomba. A correia possui uma capa protetora que por sua vez se torna o caminho de transferência para o ruído provocado pelo conjunto,

o acelerômetro pode então ser posicionado na superfície da tampa. O posicionamento do sensor nesse caminho é evidenciado na Fig.(41).

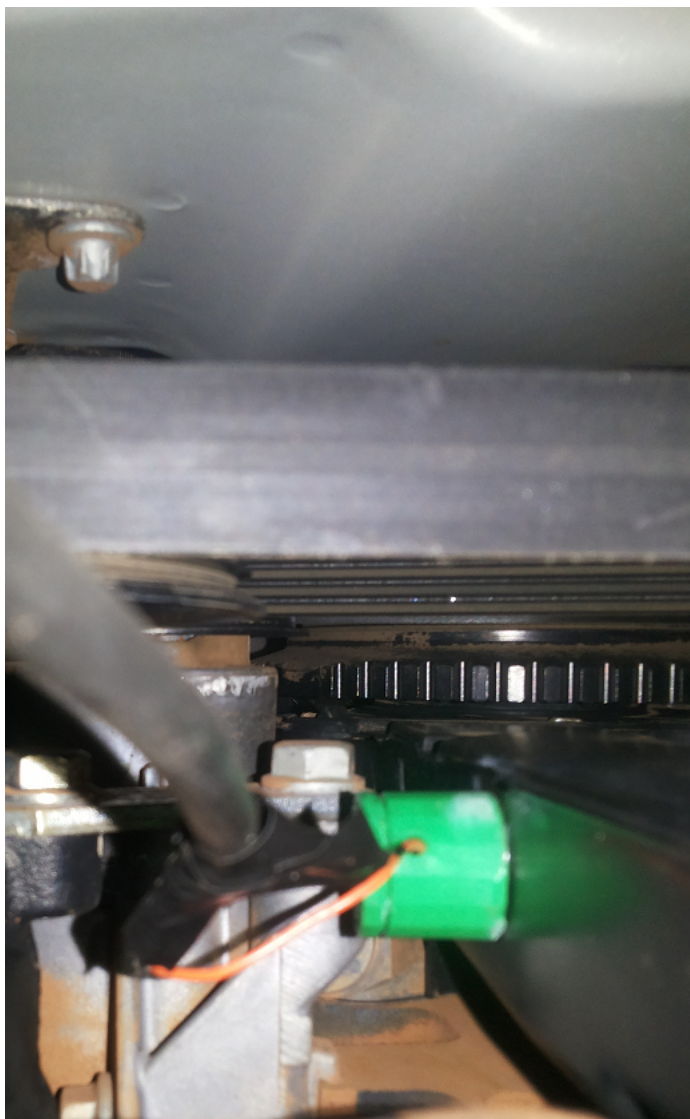


Figura 41: Posição do acelerômetro no caminho associado a bomba d'água

No caso da bomba hidráulica cujo o movimento rotativo da bomba interna de palhetas gera o ruído provocado essa fonte. Em geral, a bomba não tem sua estrutura acoplada diretamente ao motor restringindo então a transmissão do ruído provocado por ela ao suporte (ponto de conexão) e a carcaça metálica da bomba. Deve ser levado em consideração que os suportes e conexões devem ser evitados, dessa forma o melhor caminho de transferência para posicionamento do acelerômetro é sob a carcaça Fig.42.



Figura 42: Posição do acelerômetro no caminho associado a bomba da direção hidráulica

O ruído transmitido pelo coletor é provocado pelos pulsos pressão em sua cavidade interna. Em geral, a maior parte da superfície do coletor de admissão é curva o que dificulta o posicionamento do acelerômetro entretanto para evitar o ponto de conexão entre o coletor e o bloco do motor se fez necessário encontrar uma parte plana da superfície como mostrado na Fig.(43).



Figura 43: Posição do acelerômetro no caminho associado ao coletor de admissão

Outro fator a ser registrado refere-se ao fato de que o alternador por ser um componente do sistema de elétrico não está acoplado ao bloco do motor restringindo os caminhos associados a transmissão do ruído provocado pela fonte, a sua carcaça metálica e o ponto de conexão da fonte com habitáculo do motor. Optamos em posicionar o acelerômetro na carcaça do alternador, o posicionamento do sensor é mostrado a seguir na Fig.(44).



Figura 44: Posição do acelerômetro no caminho associado ao alternador

Os principais caminhos de transferência associados ao motor são o cárter, reservatório de lubrificante do sistema posicionado na parte inferior do motor, e o eixo virabrequim, responsável pela transmissão da energia mecânica gerada no motor para sistema de transmissão, sendo este acoplado tanto ao sistema de transmissão quanto ao bloco do motor. Considerando que é inviável posicionar o acelerômetro sob eixo virabrequim sem que o motor esteja parcialmente desmontado opta-se por posicionar o acelerômetro no cárter próximo como é mostrado na Fig.(45).



Figura 45: Posição do acelerômetro no caminho associado ao motor

Considerando a montagem descrita na NBR 15145:2004, o sensor receptor é colocado onde geralmente uma pessoa sentiria a vibração ou fosse capaz de ouvir um ruído provocado pelo veículo em aceleração entretanto o local disposto para seguinte para pesquisa não suportava as dimensões exigidas na norma. Dessa forma, a Fig.(46) mostra como o microfone externo foi posicionado nas medições realizadas na pesquisa.



Figura 46: Posição do microfone externo ao veículo

6 ROTINA COMPUTACIONAL DE ANÁLISE OPERACIONAL DOS CAMINHOS DE TRANSFERÊNCIA

Considerando que a técnica de análise operacional de caminhos de transferência requer esforço computacional elevado para determinar a matriz de transferência associada aos caminhos analisados. Se faz necessário a construção de uma rotina computacional(algoritmo) em software matemático para implementação da técnica. Para essa pesquisa fora escolhido *software MATLAB* para construção dessa rotina computacional(algoritmo) foi o capaz de em cada medição,

1. Processar os sinais no domínio do tempo adquiridos pelo módulo de aquisição ADS 2000;
2. Aplicar a transformada de Fourier nos sinais;
3. Calcular a matriz de função de transferência associada ao sistema vibro-acústico analisado através do método dos mínimos quadrados (Pseuda-Inversa);
4. Determinar as contribuições individuais de cada caminho analisado;
5. Reconstruir a resposta do microfone receptor externo a partir da soma das contribuições individuais;

Dando continuidade a apresentação a rotina computacional são apresentados em cinco blocos os detalhes da implementação do método AOCT na pesquisa.

a. Parâmetros de amostragem dos sinais

- Numero de medições (N): 2048;
- Frequência de aquisição de dados (f_a): 9012 Hz;
- Tempo entre as medições (dt): 0,00011 s;
- Tempo total da medição (t): 0,223 s;
- Frequência máxima do sinal medido (f_m): 4506 Hz;

b. Dados no tempo

A partir do arquivo.txt produzido pelo *software* AqDAnalysis que possui dez vezes mais o número de pontos utilizados em cada medição gera-se uma matriz que armazena todos os sinais de resposta no domínio do tempo .

Desse modo matriz gerada possui oito colunas e 40280 linhas na qual as colunas de um a sete são os sinais de resposta nos caminhos de transferência analisados de um a sete respectivamente. A coluna oito corresponde às medidas de resposta no microfone externo ao veículo e as linhas são o número de pontos amostrados durante a aquisição total de dados. Uma forma reduzida da matriz de entrada gerada é mostrada a na figura 6.1.

$$\begin{bmatrix} med \end{bmatrix}_{20480 \times 8} = \begin{bmatrix} x_{11} & x_{21} & x_{31} & x_{41} & x_{51} & x_{61} & x_{71} & p_{11} \\ x_{12} & x_{22} & x_{32} & x_{42} & x_{52} & x_{62} & x_{72} & p_{12} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ x_{140280} & x_{240280} & x_{340280} & x_{440280} & x_{540280} & x_{640280} & x_{740280} & p_{140280} \end{bmatrix} \quad (6.1)$$

Ainda com os sinais no domínio do tempo aplica-se um filtro passa baixa ,no qual a frequência de corte f_c é a metade da frequência de amostragem f_a . E, a janela do tipo *hanning* também é aplicada com os sinais ainda no domínio do tempo. As funções que aplicam o filtro passa baixa e o janelamento estão incluídas na biblioteca do *software* *MATLAB* sendo necessário apenas declarar, no caso do filtro *butter*, a frequência de corte, e no caso da janela *hanning*, o número de pontos amostrados.

c. Dados no domínio da frequência

A análise dos caminhos de transferência é feita no domínio da frequência, portanto os dados da primeira matriz gerada no domínio do tempo precisa ser transformados para o domínio da frequência.

Por meio da função que executa a transformada de Fourier, *FFT* (*Fast Fourier Transform*), inclusa no *software* *MATLAB*, os sinais no domínio do tempo são levados para o domínio da frequência nas matrizes gerais do sistema. Desse modo aplicamos a função FFT na matriz de entrada (Eq.6.1) transformando todos os sinais do domínio do tempo para o domínio da frequência.

Os módulos dos números complexos resultantes dessa transformação são armazenados em uma outra matriz sendo calculados por meio da função *abs* também inclusa no software. Essa matriz será utilizada para calcular os coeficientes de transferência associados aos caminhos analisados na pesquisa.

d. Medições de tamanhos iguais e sequenciais

Como foi dito anteriormente as colunas da matriz de entrada corresponde aos sinais de resposta adquiridos no caminhos e no receptor, assim estabeleceu-se que em cada medição seriam utilizados 2048 pontos. Portanto por meio de um laço que seleciona

cada uma das colunas da matriz de entrada (Eq.6.1) e executa um contador que as divide em dez vetores iguais com 2048 linhas.

Ou seja, cada caminho e o receptor agora possuem dez vetores que corresponde as dez medições consecutivas, esses são armazenados em uma matriz como mostra na Eq.(6.2) para o primeiro caminho, na qual a primeira coluna armazena os primeiros 2048 pontos que correspondem a primeira medição e a última coluna armazena os últimos 2048 pontos que correspondem a décima medição.

$$\begin{bmatrix} \text{Caminho1} \end{bmatrix}_{2048 \times 10} = \begin{bmatrix} x_{11} & x_{12049} & \dots & x_{118433} \\ x_{12} & x_{12050} & \dots & x_{118434} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ x_{14028} & x_{14096} & \dots & x_{140280} \end{bmatrix} \quad (6.2)$$

A matriz de funções de transferência, $[H(\omega_n)]_{nm}$, deve ser calculada para cada uma das medições por meio do método de mínimos quadrados - pseudo inversa é efetuado pela Eq.(6.3). Mostrada em sua forma matricial reduzida para primeira medição considerando os sete caminhos analisados e os 2048 pontos amostrados.

$$[H]_{2048 \times 1} = [X]_{7 \times 2048}^+ [P]_{2048 \times 1} \quad (6.3)$$

São geradas por meio de um laço uma matriz de entrada X para cada uma das dez medições, dessa forma foram geradas dez matrizes de entradas que serão utilizadas posteriormente para o cálculo das funções de transferência. A Equação (6.4) mostra de forma reduzida a matriz de entradas X_1 gerada para primeira medição.

$$\begin{bmatrix} X_1 \end{bmatrix}_{2048 \times 7} = \begin{bmatrix} x_{11} & x_{21} & x_{31} & x_{41} & x_{51} & x_{61} & x_{71} \\ x_{12} & x_{22} & x_{32} & x_{42} & x_{52} & x_{62} & x_{72} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ x_{12048} & x_{22048} & x_{32048} & x_{42048} & x_{52048} & x_{62048} & x_{72048} \end{bmatrix} \quad (6.4)$$

e. Coeficientes de transferência - Método dos mínimos quadrados

A pseudo inversa da matriz de entrada $X_{7 \times 2048}^+$ de cada medição é calculada por meio da Eq.(3.16) e multiplicada pelo vetor de resposta do microfone. Os coeficientes de transferência calculados para cada um dos sete caminhos de transferência são armazenado nas colunas da matriz de transferência H como mostra a equação 6.5.

$$\begin{bmatrix} H \end{bmatrix}_{2048 \times 7} = \begin{bmatrix} H_{11} & H_{21} & H_{31} & H_{41} & H_{51} & H_{61} & H_{71} \\ H_{12} & H_{22} & H_{32} & H_{42} & H_{52} & H_{62} & H_{72} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ H_{12048} & H_{22048} & H_{32048} & H_{42048} & H_{52048} & H_{62048} & H_{72048} \end{bmatrix} \quad (6.5)$$

Cada coluna da matriz de transferência H é multiplicada posteriormente pelo seu respectivo caminho associado determinando assim a contribuição individual do caminho C_i em relação ao nível de pressão sonora total no ponto receptor. A Equação (6.6), mostra a contribuição para o caminho 1.

$$[C_i] = [H(1)]'_{1 \times 2048} [X_1]_{2048 \times 1} \quad (6.6)$$

f. Validação dos resultados

Utilizou-se do nono bloco de medição para executar a validação do algoritmo na qual será comparada graficamente a pressão sonora P_M medida durante o bloco de medição e a pressão sonora calculada P_C com os coeficientes determinados pelo algoritmo.

Dessa forma considerando que o nível pressão sonora aferida durante o nono bloco de medição seja uma superposição das contribuições individuais dos sete caminhos analisados escreve-se o Nível de Pressão Sonora calculada através da técnica AOCT como na Eq.(3.13).

A Figura (47) meramente ilustrativa mostra como espera-se que a validação da técnica AOCT ocorra na análise proposta.

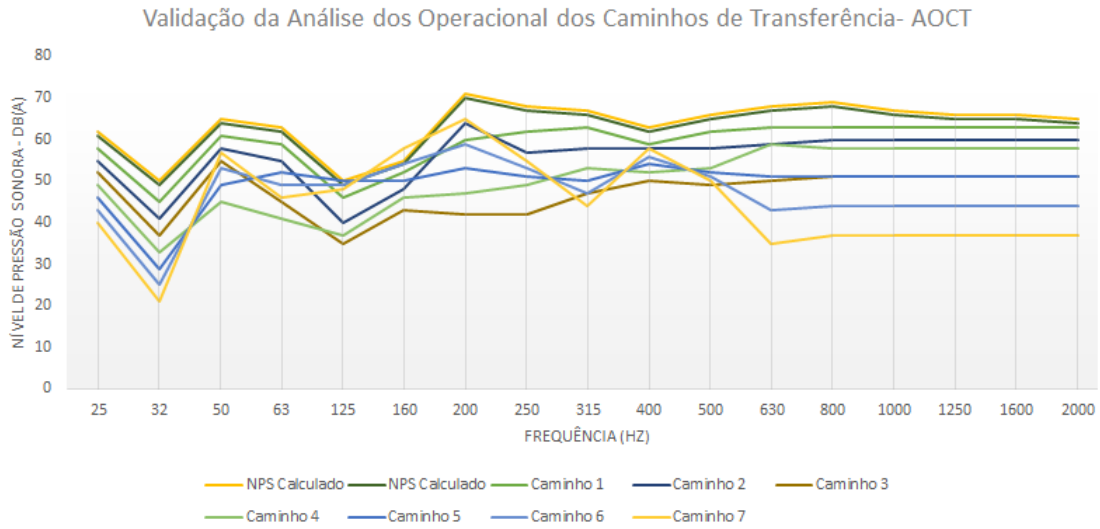


Figura 47: Ilustração da validação técnica AOCT na análise proposta

$$P_C = C_1 + C_2 + C_3 + C_4 + C_5 + C_6 + C_7 \quad (6.7)$$

Além de uma validação por meio da comparação gráfica entre a pressão sonora calculada e a pressão sonora medida são também calculados os erros entre as mesmas a fim de identificar em que frequências temos diferenças entre as amplitudes e se essas diferenças são aceitáveis.

Parte IV

RESULTADOS

7 MEDIÇÃO PRELIMINAR DAS VIBRAÇÕES NAS FONTES

Para desenvolver medidas eficazes na redução do ruído emitido pelo veículo é necessário conhecer o padrão de vibração das fontes seja sob a forma de terceira banda de oitava, espectros de tempo-frequência ou amostras sonoras audíveis completas.

Com a finalidade conhecer os padrões de vibração das fontes analisadas realiza-se um ensaio experimental semelhante ao realizado para aplicar a técnica AOCT na medição do nível de ruído proposta. Nesse procedimento foram adquiridos os sinais no domínio do tempo que por meio de uma rotina computacional que executa a Transformada de Fourier na série temporal do sinal adquirido transformando-o numa série Fourier equivalente denominada espectro de frequência, essa ferramenta permite que seja determinada a "Assinatura da fonte ou *Baseline*".

O espectro de frequência assume que qualquer sinal pode ser decomposto numa série infinita de componentes de frequência e relaciona o sinal de amplitude da vibração com a frequência. Cada componente da série pode ser relacionado ao funcionamento dinâmico do sistemas analisados e subsistemas associados.

Segundo Wang (2010) quando observamos no mapa espectral uma elevada amplitude a uma frequência constante indica uma ressonância do sistema naquela frequência. Ou seja, analisaremos os espectros para identificar os pontos no qual ocorrem os maiores amplitudes de vibração em cada uma das fontes.

7.0.1 Caminhos estruturais de transferência de ruído

7.0.1.1 Alternador

O espectro do sinal de resposta medido no caminho associado ao alternador é mostrado na Fig.(48).

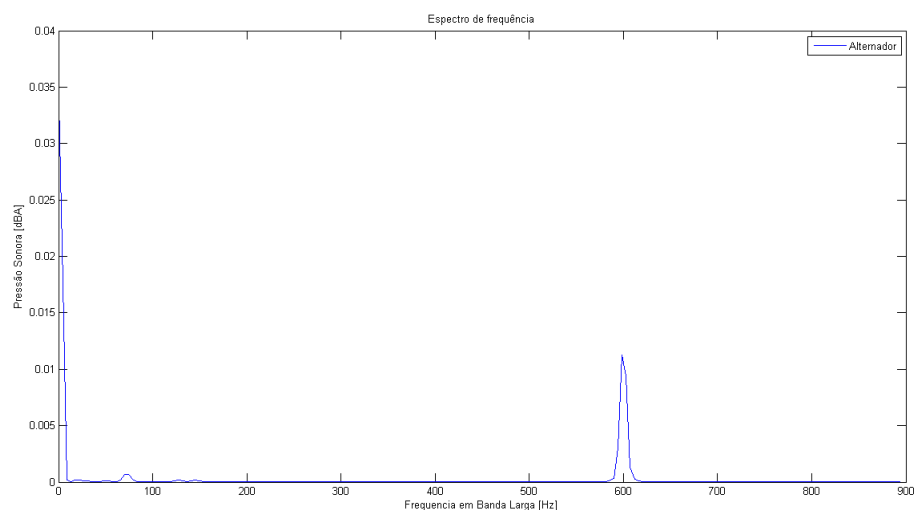


Figura 48: Espectro de vibração do Alternador

Analisando o espectro é fácil ver que, o maior pico amplitude na vibração ocorre em 600 Hz e na faixa de 0 a 145 Hz existem pequenos picos de amplitudes nas frequências 20, 50, 75, 127, 145 Hz sendo que entre elas a maior amplitude ocorre na frequência de 75 Hz.

7.0.1.2 Bomba d'água

A Figura (49) apresenta, o espectro de frequências da vibração provocada pela bomba d'água cujo o caminho associado analisado é a capa plástica protetora da correia dentada do comando de válvulas.

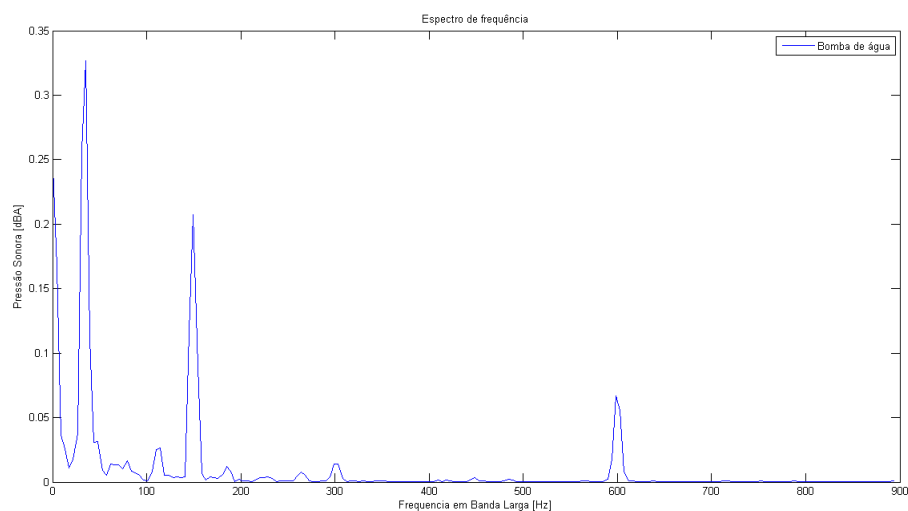


Figura 49: Espectro de frequência da Bomba d'água

Observa-se que no espectro de frequências da vibração provocada pela bomba d'água, a faixa de frequência 0 a 300 Hz apresenta vários picos de amplitude, sendo que as maiores ocorrem nas frequências de 35, 150 Hz. Destaca-se que os picos com menores amplitudes nas frequências de 90, 110, 180, 230, 270 e 300 Hz devem ser analisados com a finalidade de identificar se essas amplitudes não são provocadas influencia de outras fontes de ruído presentes no habitáculo do veículo.

Ressalta-se que algumas das frequências de vibração observadas no espectro da bomba d'água influenciaram na vibração aferida no coletor de admissão devido ao fato da correia dentada do eixo de válvulas ser o caminho associado a bomba d'água. E considerando que essa responsável pelo ciclo contínuo de abertura e fechamento de válvulas dessa forma a vibração provocada por esse movimento é transmitida pelas duas fontes.

7.0.1.3 Coletor de admissão

O espectro de frequências do sinais de resposta aferidos na base do o coletor de admissão é mostrado na Fig.(50).

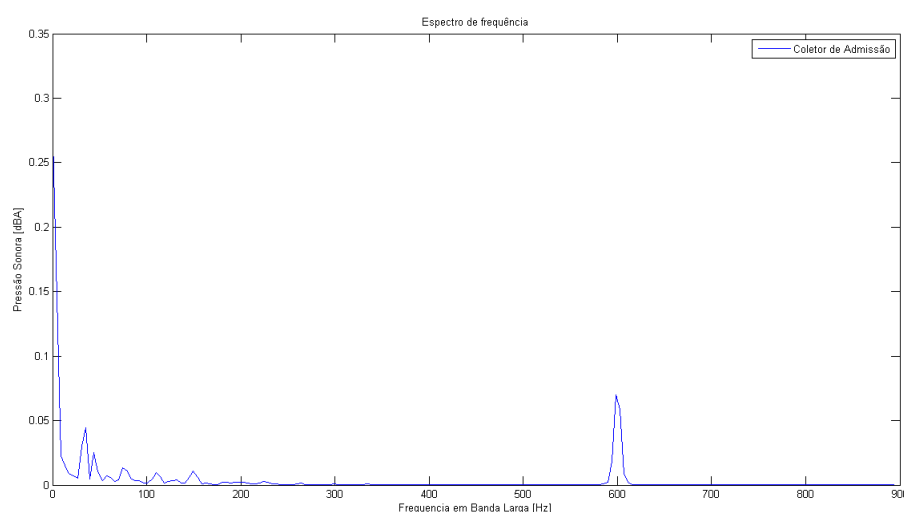


Figura 50: Espectro de vibração do Coletor de admissão

Analisando o espectro pode-se ver que, a frequência 600 Hz apresenta a maior amplitude de vibração entretanto essa frequência pode ser vista nos espectros do alternador, bomba d'água sendo necessário analisar por meio das amplitudes apresentadas em cada espectro na qual essa frequência aparece.

Entretanto existem menores picos de amplitude em 35, 44, 75, 110 e 150 Hz sendo que o maior pico ocorre em 35 Hz. Dentre elas, as frequências de 35, 110 e 150 Hz aparecem no espectro de frequência da bomba d'água com maiores amplitudes indicando

que a vibração provocada pela bomba d'água nessas frequências influenciam também no coletor de admissão.

7.0.1.4 Bomba de direção

A bomba de direção é um componente do sistema de direção mas conforme apresentado no referencial teórico, essa fonte pertence aos ruído proveniente dos acessórios. O principal mecanismo de geração da vibração é a rotação da bomba interna de palhetas, o espectro da vibração provocada pela bomba de direção hidráulica é mostrado na Fig.(51).

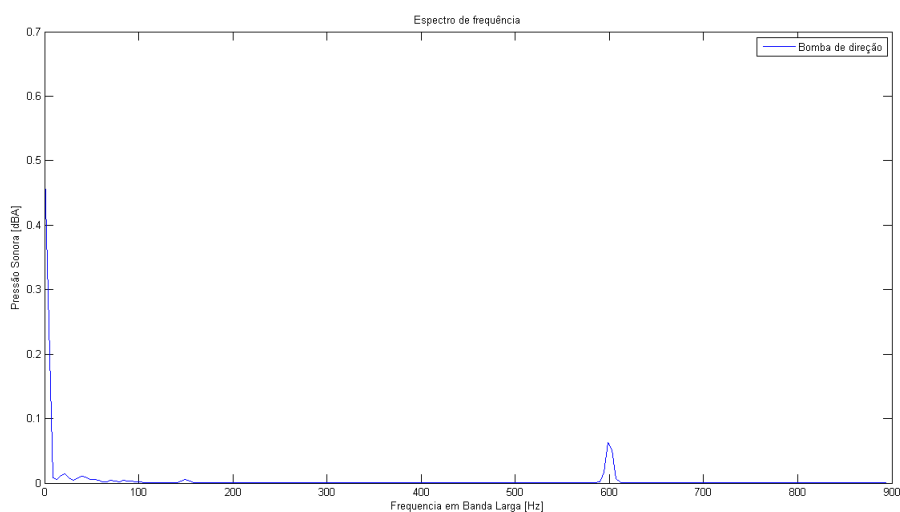


Figura 51: Espectro de vibração da Bomba de direção

Observando o espectro de frequências, a faixa de 0 a 100 Hz apresenta pequenos picos de amplitude indicando que nessa faixa, outras fontes influenciam na vibração aferida na bomba de direção.

Ressalta-se que a maior amplitude do espectro ocorrem 600 Hz entretanto os espectros do alternador, bomba d'água e coletor de admissão também apresentam elevadas amplitudes nessa frequência diante disso não se pode afirmar qual fonte provoca essa amplitude mas comparando as amplitudes nos espectros, o coletor de admissão apresenta a maior amplitude nessa frequência o que indica que vibrações nessa frequência são amplificadas pelo coletor.

7.0.1.5 Cárter

O cárter é um dos principais caminhos de transferência estruturais pelo qual é irradiado o ruído provocado pela combustão dentro motor. O espectro de vibração é mostrado na Fig.(52).

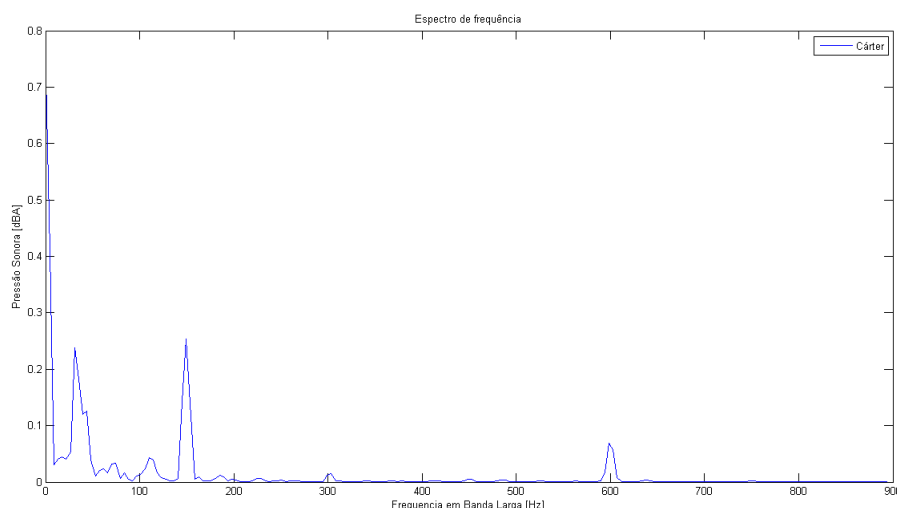


Figura 52: Espectro de vibração do cárter

Para analisar no espectro de frequências do motor deve-se levar em consideração que o cárter tem como função estrutural enrigecer o bloco do motor dessa forma algumas das vibrações pelas quais, o bloco do motor é submetido serão atenuadas no cárter e que os acessórios como alternador, bomba d'água estão acoplados ao bloco assim a vibração provocada por eles poderá ser ou não atenuada pelo cárter.

Analizando o espectro são identificados dois pontos de grandes amplitudes semelhantes nas frequências de 30 Hz e 150 Hz, no entanto são também identificados pontos de menor amplitude em 75 Hz e 110 Hz. Além desses pontos de amplitude pode ser visto um ponto isolado de pequena amplitude em 750 Hz.

Ressalta-se que o pico de amplitude em 150 Hz visto no espectro de frequências aferido no cárter ocorre por influência da vibração provocada na bomba d'água devido ao fato do espectro da mesma apresentar um pico na mesma frequência porém com maior amplitude.

O espectro do alternador e do coletor de admissão possuem um pico semelhante ao visto nesse espectro na frequência de 75 Hz entretanto se forem comparadas as amplitudes em ambos espectros chega-se a conclusão que o cárter é influenciado nessa frequência pela vibração provocada no alternador.

Outro fator relevante observado no espectro se deve ao fato de que podem ser vistos pequenos picos de amplitude em toda faixa de frequência que confirmam que as vibrações provocadas pelos acessórios e subsistemas acoplados ao bloco do motor são atenuadas pelo cárter com exceção das frequências de 75 e 150 Hz.

7.0.2 Caminhos aéreos de transferência de ruído

7.0.2.1 Sistema de Exaustão

O ruído provocado pelo sistema de exaustão é gerado pelo fluxo dos gases nas tabulações do sistema sendo transmitido ao ambiente por via aérea através do tubo escapamento.

O espectro de vibração provocado pelo sistema de exaustão e transmitido pelo pelo escapamento é mostrado na Fig.(53).

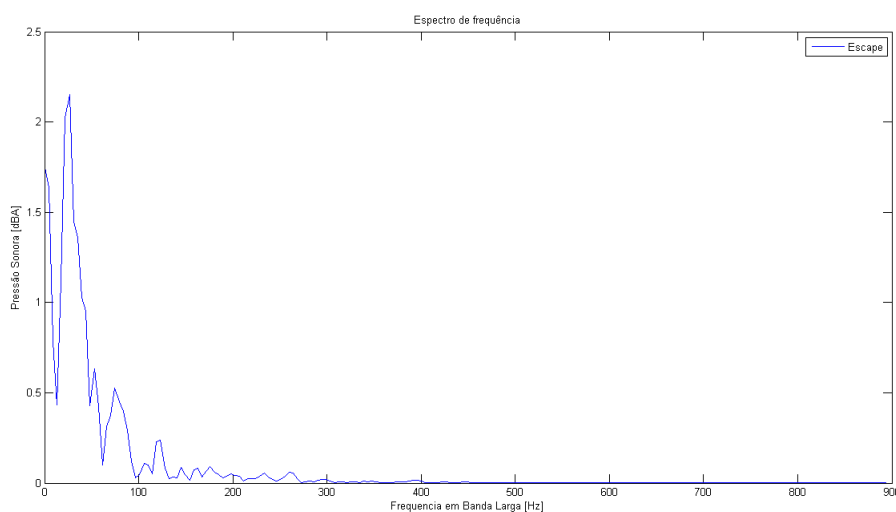


Figura 53: Espectro de vibração do escapamento

No espectro dos sinais adquiridos pelo escapamento pode-se ver claramente uma elevada amplitude de sinal na faixa de frequência de 20 a 45 Hz produz um pico único que abrangem toda essa faixa porém são também vistos pontos de pequena amplitudes em 50Hz, 75Hz, 120Hz.

O coletor de admissão possui picos semelhantes nas mesmas frequências entretanto quando são comparadas as amplitudes em ambos espectros pode-se ver que o sistema de exaustão tem maiores amplitudes o que o indica como responsável pela amplitude de vibração nessas frequências.

7.0.2.2 Rodagem

O espectro da do ruído pela rodagem é apresentado na Fig.(54).

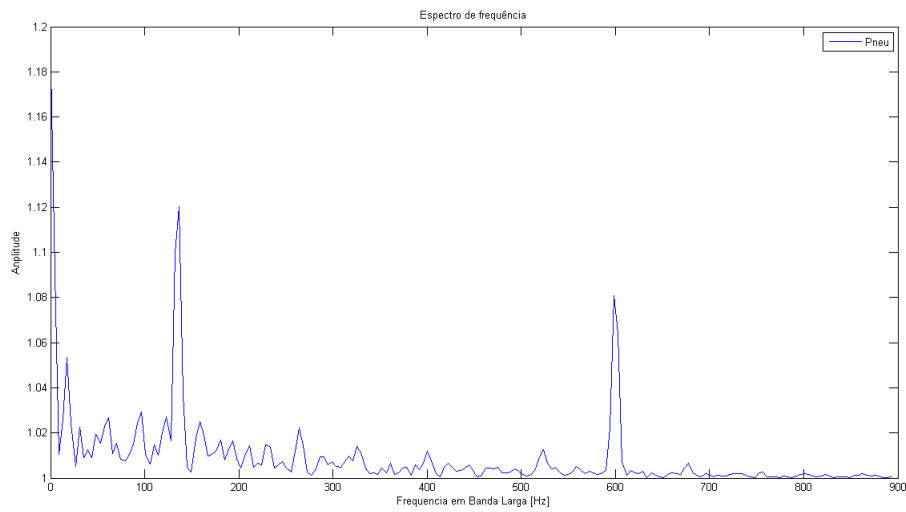


Figura 54: Espectro de vibração dos Pneus

Ao analisar o espectro de frequência do ruído mensurado no pneu dianteiro apresentado na Fig.(54) podem ser visto dois elevados picos de amplitude nas frequências de 135 e 600 Hz. Entretanto diferente das outras fontes analisada toda a faixa amostrado no espectro apresenta diversos pequenos pico de amplitude o indica que o ruído emitido pelos pneus é composto por diversas componentes de frequências.

O pico de amplitude em 135 Hz presente apenas no espectro de frequências dos pneus é refere-se a frequência de segunda ordem da velocidade de rotação dos pneus que está diretamente a relacionada as frequência da rotação do motor, as ordem dessa componente são calculadas com a Eq.(7.1).

$$f_{p2} = rn\left(\frac{V}{60}\right) \quad (7.1)$$

Sendo, n = número de cilindros e número da ordem da componente, nesse caso $n=2$; V = velocidade de rotação do motor; r = relação de redução.

Dessa forma para o veículo de quatro cilindros ensaiado com velocidade de rotação em 3000 RPM e relação de redução de 1.48:1, a frequência da componente de segunda é de aproximadamente 135 Hz.

Acerca do pico em 600 Hz não se conseguiu identificar a fonte que provoca a elevada amplitude nessa frequência. Entretanto ressalta-se que o único espectro que não apresenta influência de vibrações nessa frequência foi o espectro mensurado no tubo de escapamento o que indica que a fonte que provoca essa amplitude está situada na parte da frontal do veículo provavelmente dentro do habitáculo do motor.

8 VALIDAÇÃO DA ANÁLISE OPERACIONAL DOS CAMINHOS DE TRANSFERÊNCIA

Quando a técnica de Análise Operacional dos Caminhos de Transferência é aplicada de forma eficiente, essa calcula com precisão a matriz de transferência e consequentemente estima com precisão as contribuições individuais das fontes analisadas que se sobrepostas devem reproduzir com a mesma precisão o NPS aferido no microfone receptor. Com a finalidade de comparar resultados obtidos pela técnica AOCT realizou-se duas medições de ruído em dias distintos.

Os gráficos serão apresentados sob espectro de frequência em 1/3 de oitava por se tratar de uma do Nível de Pressão Sonora emitido pelo veículo.

Com a finalidade de verificar se a técnica AOCT é capaz de reproduzir com precisão o NPS medido nos dois dias de medição são apresentados.

Como pode ser visto na Fig.(55) que apresenta a comparação gráfica entre as pressões sonoras do primeiro dia de medição, a técnica de Análise Operacional dos Caminhos de Transferência é eficiente em reproduzir de forma precisa a pressão sonora medida no receptor.

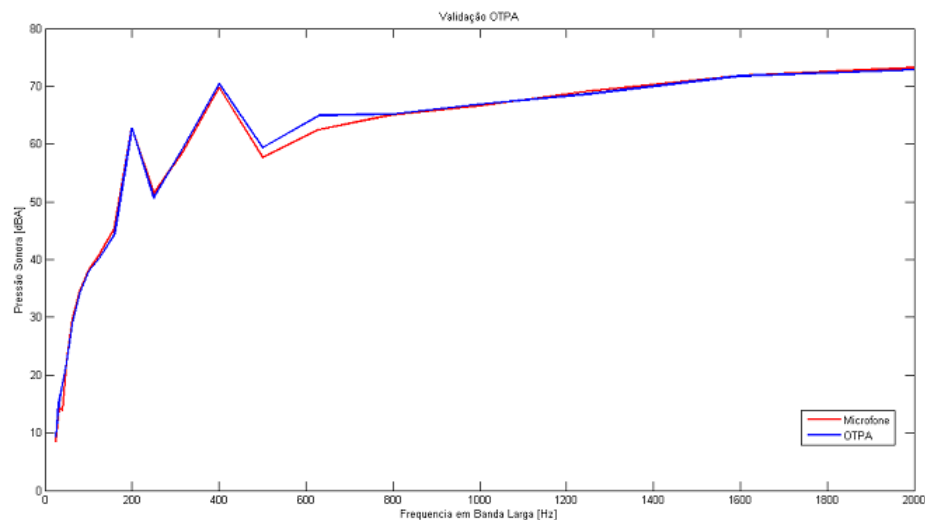


Figura 55: Comparação entre o NPS calculado pela técnica e o NPS recebido no microfone - Primeiro dia de medição

A comparação gráfica entre as saídas no segundo dia de medição é apresentada na

Fig.(56) mostra que a técnica AOCT foi capaz de reproduzir de forma precisa a toda a faixa de frequência amostrada.

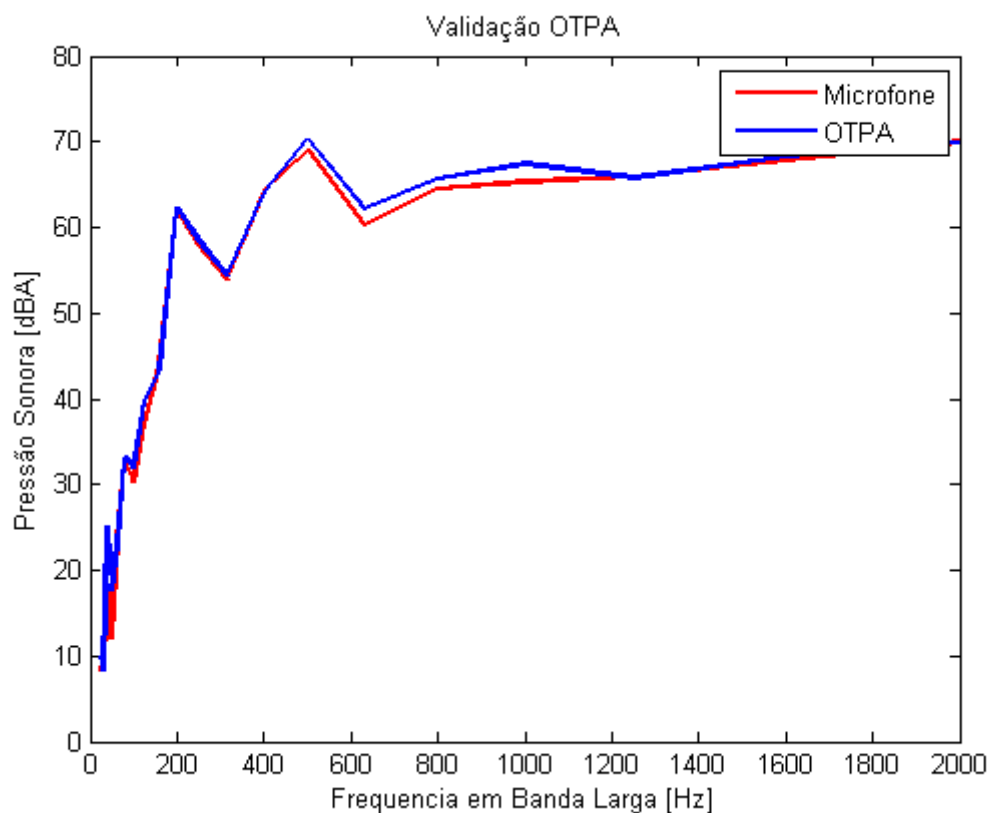


Figura 56: Comparação entre o NPS calculado pela técnica e o NPS recebido no microfone - Segundo dia de medição

De acordo com Tabela (3) que mostra as diferenças de amplitude entre a pressão sonora calculada e a pressão sonora medida na faixa de frequência de 32 Hz até 2000 Hz, a técnica de Análise Operacional dos Caminhos de Transferência reproduz de forma precisa a maior parte da faixa de frequência amostrada com exceção das frequência em a diferença de amplitude é maior do que 3 dB(A).

Considerando que a técnica de Análise Operacional dos Caminhos de Transferência se mostrou eficiente em reescrever a pressão sonora medida no receptor, a seguir serão analisadas as contribuições individuais das fontes calculadas por meio da técnica AOCT com relação a pressão sonora medida e a pressão sonora calculada com finalidade de identificar possíveis reduções nas frequências onde temos um elevado nível de pressão sonora aferido no microfone receptor.

Tabela 3: Diferença de amplitude entre a Pressão sonora calculada e a Pressão sonora medida

Frequência (Hz)	1º dia (dBA)	2º dia (dBA)
32	0	-1
50	0	-1
63	-1	-5
125	-2	0
160	-4	1
200	-1	0
250	3	0
315	1	1
400	-3	1
500	0	0
630	0	1
800	-2	-1
1000	0	-2
1250	-1	-2
1600	0	0
2000	0	0

8.0.1 Contribuição individuais das fontes em relação a nível de ruído aferido no microfone

Analizando os dois gráficos de validação apresentados nas Fig.(56,55) podemos notar picos de amplitude que indicam um nível elevado de NPS nas frequências de 80 Hz, 200 Hz e 400 Hz portanto essas frequências são os principais pontos a serem analisados. A Figura (57) apresenta graficamente as contribuições individuais dos caminhos estruturais e aéreos associados as fontes analisadas.

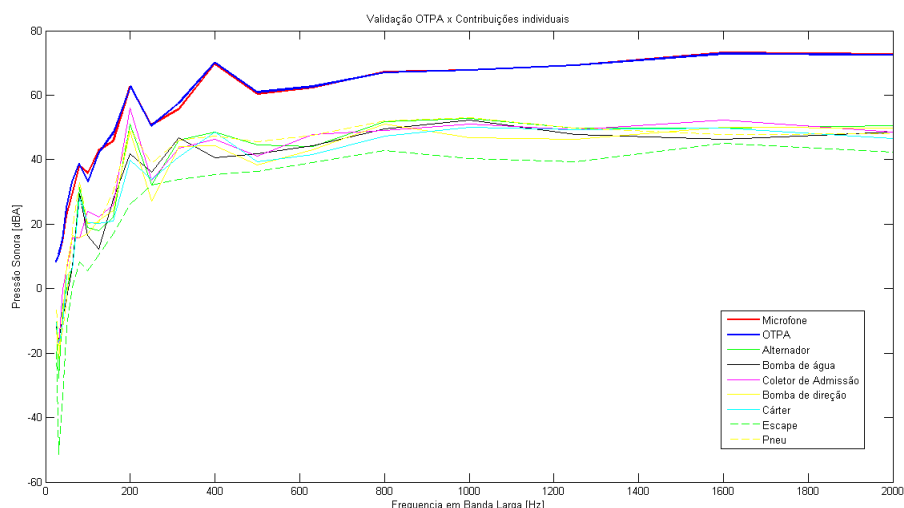


Figura 57: Comparação gráfica entre, as todas contribuições individuais, o NPS calculado e o NPS medido

Podemos notar no gráfico que os caminhos associados ao alternador, pneu, bomba d'água e câter apresentam um elevada amplitude de NPS na frequência de 80 Hz, ou seja, isso indica que esses caminhos são os principais responsáveis pelo elevado Nível Pressão Sonora medido no microfone na frequência de 80 Hz. Entretanto podemos notar também uma amplitude de NPS na mesma frequência no espectro associado ao pneu indica que existe uma pequena parcela de contribuição do ruído provocado pelo pneu nessa frequência.

Os caminhos com maior contribuição para o pico de amplitude na frequência de 200 Hz são o coletor de admissão, alternador, bomba de direção hidráulica, câter, bomba de água e o pneu. Um fator que nos chama atenção nessa frequência é que a contribuição dos caminhos associados a bomba de direção e o câter apresentam a amplitude de NPS.

Para o pico de 400 Hz, o caminho de transferência associado ao câter possui a maior parcela de contribuição porém nota-se que os espectros dos caminhos associados ao alternador, coletor de admissão e bomba de direção possuem uma pequena parcela de contribuição nessa frequência.

Diante das primeiras análises realizadas conclui-se que, as fontes de ruído presentes no habitáculo do motor tem maior parcela de contribuição para o NPS emitido pelo veículo durante sua aceleração.

Entretanto, com finalidade de identificar e quantificar em quais frequências, a vibração ou ruído provocada por cada das fontes analisadas influencia ou não no níveis de ruído medido e/ou nível de ruído calculado serão apresentados seguir as comparação gráfica entre elas.

8.0.1.1 Alternador

A Figura (58) mostra que esse contribuem significativamente para os picos de amplitude em 80 Hz e 200 Hz do espectro do NPS medido e do nível de ruído calculado sendo que esses apresentam um nível de nível de ruído maior do que o medido no microfone.

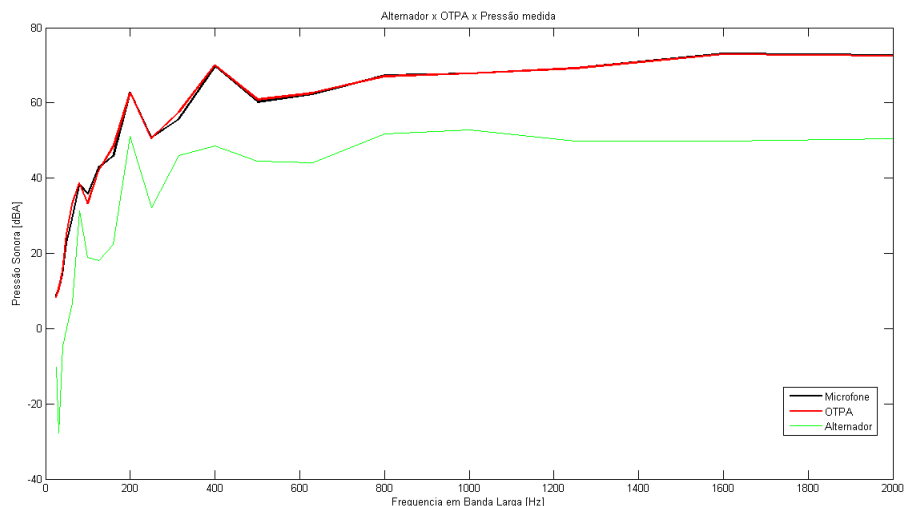


Figura 58: Comparação gráfica entre, a contribuição individual do alternador, o nível de ruído calculado e o nível de ruído medido

8.0.1.2 Bomba d'água

No caso da bomba de água, a Fig.(59) mostra que essa fonte tem parcela de contribuição para nível de ruído medido nas frequências de 80 Hz e 200 Hz sendo que em 200 Hz a amplitude do nível de ruído da fonte e nível de ruído medidos são iguais. Assim nos levando a concluir que para reduções do nível de ruído na frequência de 200 Hz precisam ser feitas modificações na principalmente na bomba d'água.

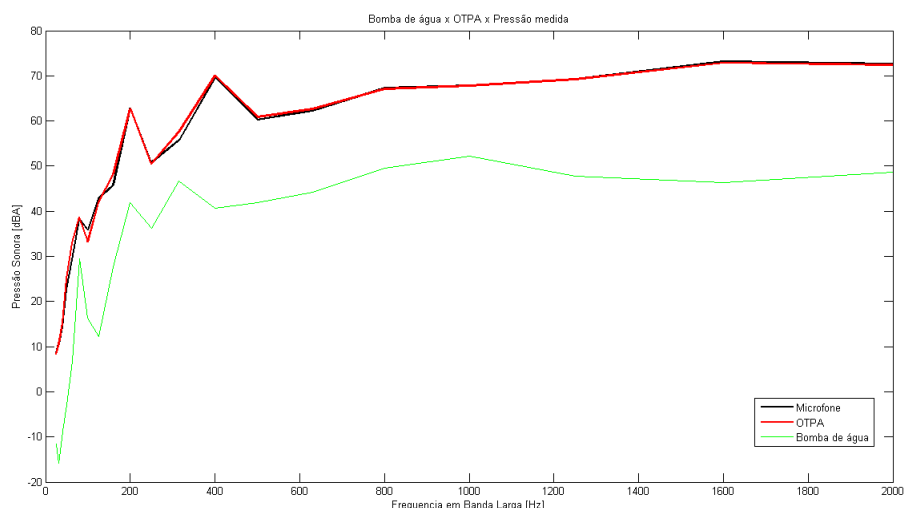


Figura 59: Comparação gráfica entre, a contribuição individual da bomba d'água, o nível de ruído calculado e o nível de ruído medido

Como pode ser visto no gráfico mostrado acima, a vibração ou ruído provocado pela bomba d'água não tem parcelas de contribuição para nível de ruído medido na faixa de frequência de 200 a 2000 Hz.

8.0.1.3 Coletor de admissão

Visto que na Figura (60) se observamos com cuidado podemos ver que em 160 Hz, o coletor de admissão está emitindo o mesmo nível de pressão sonora que captado no microfone, diante disso podemos concluir que em 160 Hz, a fonte que possui maior parcela de contribuição é o coletor de admissão.

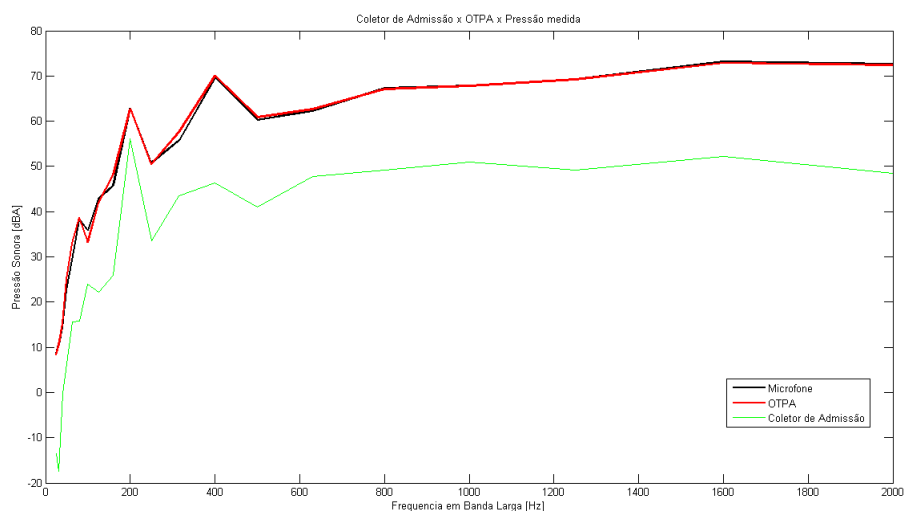


Figura 60: Comparação gráfica entre, a contribuição individual da coletor de admissão, o nível de ruído calculado e o nível de ruído medido

Conforme podemos ver no gráfico acima, o nível de ruído emitido pelo coletor de admissão tem grandes parcelas de contribuição para o nível de ruído calculado e o nível de ruído medidos nas frequências de 200 Hz e 250 Hz. Porém as amplitudes de nível de ruído na frequência de 250 Hz são semelhantes o que nos leva a concluir que nessa frequência a maior parcela de contribuição para nível de ruído medido no microfone é emitido pelo coletor de admissão.

8.0.1.4 Bomba de direção hidráulica

Analizando o gráfico da Fig.(61) é possível notar que nas frequências de 200 Hz, 250 Hz, 800 Hz, o nível de ruído emitido pela por essa fonte possui uma contribuição significativa para o nível de ruído medido e o nível de ruído calculado. A contribuição dessa fonte em 800 Hz nos chama atenção por que em geral nessa frequência temos predominância das fontes de contribuição por vias aéreas.

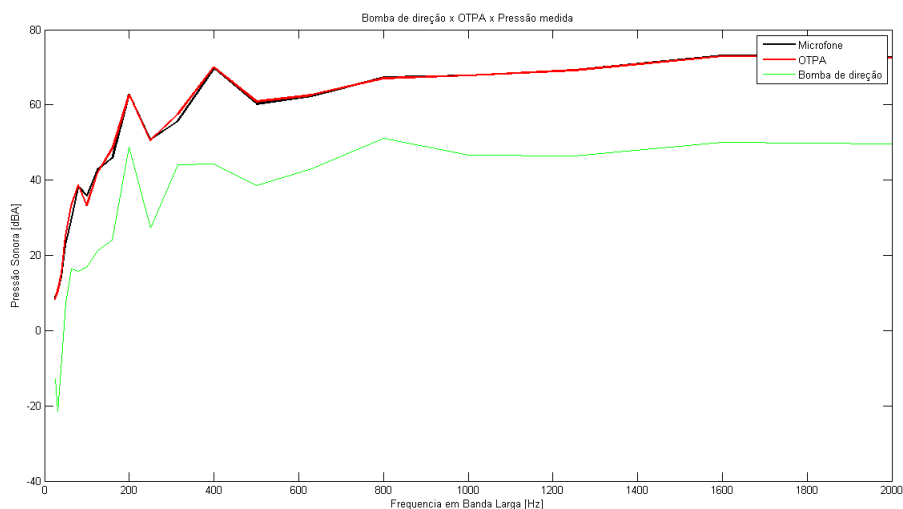


Figura 61: Comparação gráfica entre, a contribuição individual da bomba de direção, o nível de ruído calculado e o nível de ruído medido

Como podemos ver no gráfico apresentado na Fig.(61) além das contribuições em 200 Hz, 250 Hz e 800 Hz temos uma pequena parcela do nível de ruído emitido pela bomba de direção que influencia o nível de ruído medido e o nível de ruído calculado em 400 Hz. Podemos notar também que o pico de amplitude no nível de ruído emitido pela fonte em 315 Hz não influencia o nível de ruído medido.

8.0.1.5 Cáter

Como já foi mencionado, o cáter é caminho associado as vibrações provocadas pelo motor e como pode ser visto no gráfico da Fig.(62), o nível de ruído transmitido por esse caminho apresenta picos com amplitude semelhante ao nível de ruído medido no

microfone em 200 Hz, 250 Hz, 400 Hz e 500 Hz. Dessa forma podemos concluir que nessas frequências, a maior parcela de contribuição para o nível de ruído medido é provocado pelo motor.

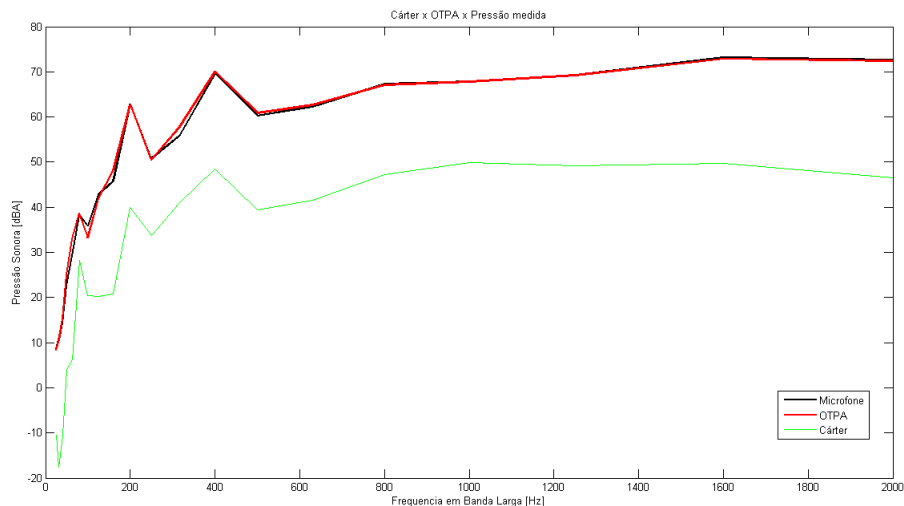


Figura 62: Comparação gráfica entre, a contribuição individual do cárter, o nível de ruído calculado e o nível de ruído medido

Podemos concluir também por meio da análise do espectro apresentado acima que o pico de amplitude na frequência de 1000 Hz não contribui para o nível de ruído medido no microfone.

Costa et al. (2003) divide a otimização do ruído provocado pelo motor em três faixas de frequências entretanto nos atentaremos só às faixas onde temos uma parcela de contribuição do motor para o nível de ruído medido.

1. Faixa de baixas frequências - até 250 a 300 Hz: Nessa faixa de frequência temos a excitação da segunda ordem do motor e o movimento do ser corpo rígido. Para reduzir ruído nessa faixa podem ser feitas por meio de otimizações nos coxins.
2. Faixa de médias frequências – 300 Hz a 800/ 1000 Hz:

Para reduzir vibrações nessa faixa são consideradas otimizações na estrutura entretanto coxins também reduzem vibrações nessa faixa.

8.0.1.6 Escape

Como mostra o espectro na figura 63, temos os picos de amplitude do nível de ruído transmitido pelo escape nas frequências de 80Hz, 800 Hz e 1600 Hz porém esses são relativamente pequenos comparados aos picos de amplitude do nível de ruído medido nas

mesmas frequência. Dessa forma podemos concluir que a parcela de contribuição dessa fonte nessas frequências são relativamente pequenas.

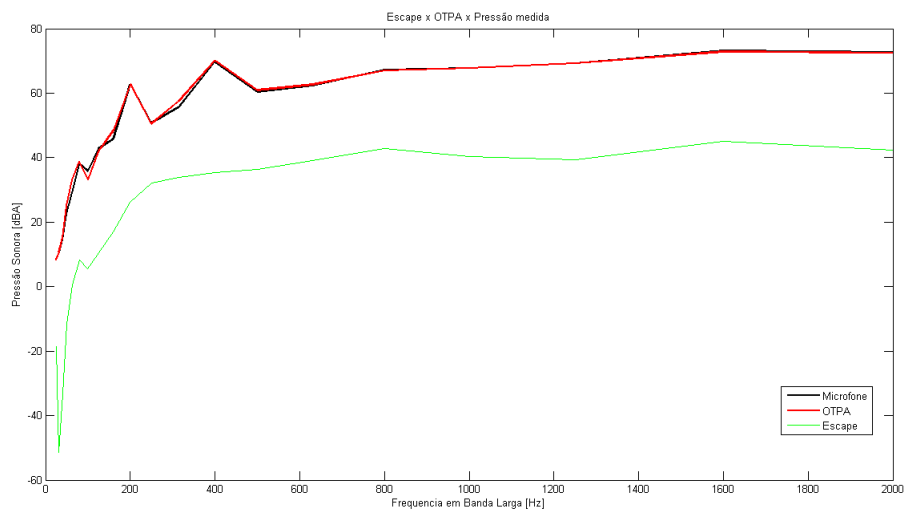


Figura 63: Comparação gráfica entre, a contribuição individual do escape, o nível de ruído calculado e o nível de ruído medido

8.0.1.7 Pneu

De acordo com o espectro apresentado na Fig.64, o nível de ruído emitido pelo pneu possui uma significativa parcela de contribuição para os picos de amplitude no nível de ruído medido pelo microfone em 80 Hz e 200 Hz.

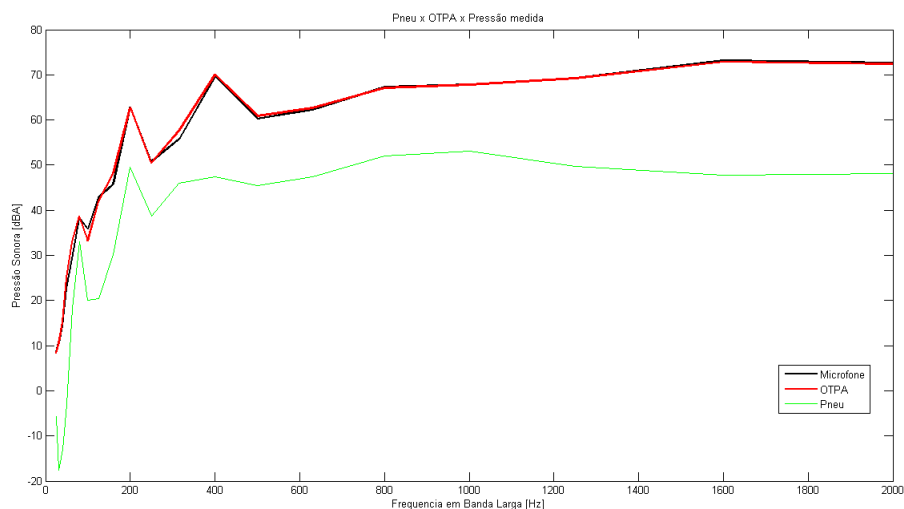


Figura 64: Comparação gráfica entre, a contribuição individual do pneu, o nível de ruído calculado e o nível de ruído medido

Podemos notar que existem pequenas contribuições para nível de ruído medido em

500 Hz e 800 Hz sendo que o pico de amplitude no nível de ruído emitido pelo pneu em 1000 Hz não influencia no nível de ruído medido pelo microfone.

Parte V

CONCLUSÃO

9 CONCLUSÃO

Diante dos resultados obtidos com a Análise Operacional dos Caminhos de Transferência (AOCT) na qual foram utilizados apenas os sinais de reposta adquiridos nos caminhos de transferência associados às principais fontes de vibração e ruído em operação no veículo durante o ensaio de medição do nível de ruído emitido por ele. Conclui-se que o objetivo geral da presente pesquisa foi alcançado demonstrando que a técnica se mostra eficiente em reescrever o nível de ruído aferido no microfone receptor durante o ensaio como a soma das contribuições individuais das fontes analisadas.

A técnica experimentada nesse trabalho de pesquisa é capaz de determinar os coeficientes de transferência de forma precisa utilizando respostas adquiridas nos caminhos com todas as fontes operando simultaneamente em condições reais de funcionamento do veículo reduzindo o tempo e a carga experimental empregada na Análise Clássica dos Caminhos de Transferência. Dessa forma, a presente pesquisa contribui para o avanço do conhecimentos para aplicação da técnica Análise Operacional dos Caminhos de Transferência (AOCT) como uma rápida e simplificada ferramenta de mapeamento do ruído em veículo automotores.

Quanto ao terceiro objetivo específico, os estudos realizados para identificar as principais fontes de vibração e os principais mecanismo de geração e transmissão associados tiveram papel fundamental no desenvolvimento e sucesso do presente trabalho. Entretanto em geral, as literaturas existentes que abordam o ruído veicular não são suficientes para sua total compreensão. Posto isso a pesquisa realizada contribui com a literatura já existente por que através de um ensaio preliminar são definidas, as assinaturas ou padrões de vibração das principais fontes de excitação do veículo ensaiado. Embora essas assinaturas sejam validas apenas para as específicas fontes presentes nesse veículo, esses resultados podem utilizados por trabalhos posteriores como dados de referência e comparação.

Ao considerar que os sensores utilizados para adquirir a resposta de vibração nos caminhos não foram os instrumentos geralmente utilizados em análises de vibração, a técnica AOCT mostrou-se eficiente por produzir um resultado preciso contornando as limitações impostas pelos instrumentos. Desse modo, ressalta-se que os sensores de baixo custo utilizados se mostraram adequados para essa aplicação, tendo em vista que os resultados obtidos utilizando os dados adquiridos por eles são satisfatórios.

Os resultados do experimento evidenciaram que o Nível de Pressão Sonora (NPS) emitido pelo veículo utilizado na pesquisa atende os limites estabelecidos na Resolução CONAMA N° 272. Observou-se que o NPS máximo produzido por ele é de 71 dB(A),

desse modo, conclui-se que o veículo analisado atende ao limite máximo estabelecido de 74 dB(A), dessa forma não são necessárias medidas para controlar o NPS emitido pelo automóvel em questão.

Embora a técnica de Análise Operacional dos Caminhos de Transferência possa ser utilizada pela indústria automotiva como ferramenta para determinar e caracterizar as relativas contribuições individuais das fontes de vibração atuando no veículo em condições normais de operação. Entretanto vale ressaltar que, em situações nas quais seja necessário desenvolver medidas para controlar o nível de ruído emitido por uma determinada fonte é fundamental conhecimento sobre técnicas de controle ativo e passivo de ruído, análise de amortecimento, análise de isoladores, entre outras.

Referências

- ANBT. *NBR 15145 - Medição do ruído emitido por veículos rodoviários automotores em aceleração - Método de engenharia*. [S.l.], 2004. Citado 2 vezes nas páginas 9 e 40.
- AUWERAER, H. Van der et al. Virtual prototyping for sound quality design of automobiles. *Sound and Vibration*, 2007. Citado na página 32.
- BARBOSA, C. R. H. *Análise metrológica da aplicação de acelerômetros piezoelétricos à medição de vazão na indústria petrolífera*. Tese (Doutorado) — PUC-Rio, 2014. Citado na página 55.
- BIERMAYER, W. et al. 45 efficient transfer path analysis for vehicle sound engineering. 2008. Citado na página 23.
- BRIZON, C. J. da S. Metodologia para avaliação e determinação de índices de conforto acústico em engenharia automobilística. UFMG, 2012. Citado 3 vezes nas páginas 9, 41 e 49.
- CARVALHO, F. R. de. *Análise da repetibilidade das características de conforto acústico em ensaios em estrada com veículos de passeio*. Dissertação (Mestrado) — Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, 2003. Citado 2 vezes nas páginas 9 e 19.
- CONAMA. *Resolução CONAMA Nº 272, de 14 de Setembro de 2000*. [S.l.], 2000. Citado na página 40.
- COSTA, R. G. et al. Influência da suspensão do motor nas vibrações do volante de um veículo. Florianópolis, SC, 2003. Citado 4 vezes nas páginas 9, 46, 49 e 96.
- ERENSOY, E.; SEVGINER, C. Pass-by noise contribution analysis according to 70/157/eec directive. 2012. Citado 2 vezes nas páginas 25 e 65.
- FILARDI, J. B. C. et al. Predição por análise estatística energética do ruído interno de um veículo automotor gerado pelo campo sonoro do compartimento do motor. Florianópolis, SC, 2003. Citado na página 44.
- GAUTSCHI, G. Piezoelectric sensorics: Force, strain, pressure, acceleration and acoustic emission sensors, materials and amplifiers. *Sensor Review*, Emerald Group Publishing Limited, v. 22, n. 4, p. 363–364, 2002. Citado na página 53.
- GUIMARÃES, G. *Desenvolvimento de análise por trajetórias vibroacústicas para aplicação automotiva*. Tese (Doutorado) — Dissertação de Mestrado, UFMG, 2008. Citado 2 vezes nas páginas 23 e 43.
- HAPPIAN-SMITH, J. *An introduction to modern vehicle design*. [S.l.]: Elsevier, 2001. Citado 3 vezes nas páginas 45, 47 e 50.
- HARRISON, M. *Vehicle refinement: controlling noise and vibration in road vehicles*. [S.l.]: Elsevier, 2004. Citado 4 vezes nas páginas 19, 20, 41 e 46.

- HUIJSSEN, J. et al. Simulation of pass-by noise of automotive vehicles in the mid-frequency range using fast multipole bem. In: *Proceedings of the ISMA2010 International Conference on Noise and Vibration Engineering*. [S.l.: s.n.], 2010. p. 2331–2350. Citado 2 vezes nas páginas 24 e 65.
- IBAMA. *Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores*. [S.l.], 1998. Citado na página 38.
- JANSSENS, K.; GAJDATSY, P.; AUWERAER, H. Van der. Operational path analysis: a critical review, proceedings of isma 2008. *Leuven, Belgium*. Citado 3 vezes nas páginas 24, 32 e 37.
- KLERK, D. D.; OSSIPOV, A. Operational transfer path analysis: Theory, guidelines and tire noise application. *Mechanical Systems and Signal Processing*, Elsevier, v. 24, n. 7, p. 1950–1962, 2010. Citado 4 vezes nas páginas 24, 34, 36 e 37.
- LISSEL, L. F. Pass-by noise contribution analysis of electric vehicles. 2014. Citado na página 25.
- LOHRMANN, M. Operational transfer path analysis: Comparison with conventional methods. Mueller-BBM VibroAkustik Systeme GmbH, Robert-Koch-Str. 13, 82152 Planegg, Germany, 2008. Citado na página 24.
- MELO, F. X. d. *Análise de caminhos de transferência de energia no projeto de sistemas de controle*. Tese (Doutorado) — Universidade de São Paulo, 2013. Citado 4 vezes nas páginas 25, 36, 43 e 49.
- MORELLO, L. *The Automotive Body: Volume II: System Design*. [S.l.]: Springer Science & Business Media, 2011. Citado 5 vezes nas páginas 9, 42, 43, 57 e 69.
- MOURA, H. G. Métodos de identificação de forças em sistemas vibroacústicos. Laboratório de Vibrações e Acústica, Universidade Federal de Santa Catarina, 2010. Citado 2 vezes nas páginas 9 e 29.
- NOUMURA, K.; YOSHIDA, J. Method of transfer path analysis for vehicle interior sound with no excitation experiment. In: *Proc. FISITA*. [S.l.: s.n.], 2006. Citado 3 vezes nas páginas 23, 33 e 37.
- OPPENHEIM, A. V. *Sinais e sistemas*. [S.l.]: Prentice-Hall, 2010. Citado na página 29.
- PADILHA, P.; BEAUREPAIRE. *Comparing Experimental Estimation Techniques for Transfer Path Analysis*. Dissertação (Mestrado) — UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS, 2006. Citado 2 vezes nas páginas 23 e 32.
- PINTO, R. *Uma proposta para viabilizar as medições necessárias a história do ruído veicular na condição parado nos postos do Detran do estado Rio de Janeiro*. Tese (Doutorado) — UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO, 2006. Citado na página 18.
- PLUNT, J. Finding and fixing vehicle nvh problems with transfer path analysis. *Sound and Vibration*, 2005. Citado 4 vezes nas páginas 23, 31, 32 e 33.
- PORTELA, B. S. *Análise da exposição ocupacional ao ruído em motoristas de ônibus urbanos*. 2009. Citado na página 41.

- PUTNER, J. et al. Operational transfer path analysis predicting contributions to the vehicle interior noise for different excitations from the same sound source. In: *Proc. Internoise*. [S.l.: s.n.], 2012. Citado na página 24.
- ROOZEN, N.; LECLERE, Q. On the use of artificial excitation in operational transfer path analysis. *Applied Acoustics*, Elsevier, v. 74, n. 10, p. 1167–1174, 2013. Citado na página 25.
- SIEMENS. *What is transfer path analysis*. [S.l.], 2014. Citado 2 vezes nas páginas 9 e 28.
- SILVA, C. H. T. D. *Estudo do ruído de rodagem estrutural através da análise dos caminhos de transferência de energia-TPA*. Tese (Doutorado) — Universidade de São Paulo, 2011. Citado 5 vezes nas páginas 9, 24, 43, 48 e 49.
- STÜCKLSCHWAIGER, W. Experimental pass-by noise source analysis. *Report D. D*, v. 10, 2006. Citado na página 23.
- TAIOLI, F. Desenvolvimento de sistema sismográfico de alta resolução. *Boletim IG-USP. Série Científica*, Instituto de Geociências-USP, v. 26, p. 29–43, 1995. Citado na página 55.
- TCHERNIAK, D.; SCHUHMACHER, A. Application of transmissibility matrix method to nvh source contribution analysis. *IMAC 2009*, p. 1–10, 2009. Citado 4 vezes nas páginas 24, 27, 37 e 65.
- TOOME, M. Operational transfer path analysis: A study of source contribution predictions at low frequency. Chalmers University of Technology, 2012. Citado na página 25.
- VIGINOSKI, C. L. F. Sistema utilizando vibração de um transdutor piezoelétrico para medir densidade de um líquido. 2013. Citado 2 vezes nas páginas 9 e 54.
- WANG, X. *Vehicle noise and vibration refinement*. [S.l.]: Elsevier, 2010. Citado 2 vezes nas páginas 44 e 82.
- WYCKAERT, K.; AUWERAER, H. Van der; HERMANS, L. An approach for the simulation of active control sensor and actuator configurations for rolling noise reduction in automobile vehicles. In: INSTITUTE OF NOISE CONTROL ENGINEERING. *INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings*. [S.l.], 1995. v. 1995, n. 5. Citado na página 23.

10 ANEXOS

10.1 ANEXO I

```

1  %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%ALGORITMO OTPA
   %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
2  %% COMANDOS DE INICIALIZACAO DO SOFTWARE
3  close all
4  clc
5  clear all
6  %% PARAMETROS DE AMOSTRAGEM
7  fa=9012; % frequencia de amostragem
8  N= 2048; %Numero de pontos
9  dt= 1/fa; %intervalo de tempo
10 T= N*dt; %periodo da amostragem
11 df= fa/N; % intervalo de frequencia
12 fm= fa/2; % frequencia maxima mostrada no espectro
13 ff= 0:df:(N-1)*df; % vetor de frequencias amostradas
14 tt= 0:dt:(N-1)*dt; % vetor de tempo amostradas
15 %% CARREGANDO DADOS NO TEMPO – Medicoes para calculo da matriz
   de transferencia
16 M=1:1:8; % Numero de colunas
17 medicao=load( 'med_3_0.txt' ); % matriz que recebe as oito colunas
   e 20480 linhas do arquivo .txt
18 %% Processamento do sinais no dominio do tempo
19 for kk=M;
20     n= 8; wn= 0.99;% variaveis filtro butter
21     [b,a]= butter(n,wn,'low');%funcao do matlab para o filtro
       butter, onde 'low' transforma o mesmo em um filtro bassa
       baixa. Essa informacao foi retirada da funcao Help me do
       software
22     h= hanning(N*10);%criar o vetor que recebe os 20480 pontos
       do janelamente do tipo hanning.
23     med{kk}=medicao(1:(10*N),kk);%matriz de entrada
24     med{kk}= filter(b,a, med{kk});%aplica o filtro passa baixa
       na matriz de entrada

```

```

25     med{kk}= med{kk}.*h;% aplica a janela hanning na matriz de
        entrada
26     med(1:(10*N),kk)= fft(med{kk}); % aplica a funcao fft na
        matriz de entrada levando os sinais do dominio do tempo
        para o dominio da frequencia
27     med(1:(10*N),kk)= (2/(10*N))*abs(med(1:(10*N),kk)); %
        armazena na matriz de entrada apenas os modulos do
        numeros complexos
28 end
29 %% Divisao de medicoes – 10 medicoes
30     inf=1;% primeiro limite inferior – ponto 1
31     sup=N;% primeiro limite superior – ponto 2048
32     j=1:1:10;%numero de medicoes
33     for ii=j;% inicio do contador
34         path1(:,ii)=med(inf:sup,1);%matriz que recebe as dez medicoes
            referentes ao caminho 1
35         path2(:,ii)=med(inf:sup,2);%matriz que recebe as dez medicoes
            referentes ao caminho 2
36         path3(:,ii)=med(inf:sup,3);%matriz que recebe as dez medicoes
            referentes ao caminho 3
37         path4(:,ii)=med(inf:sup,4);%matriz que recebe as dez medicoes
            referentes ao caminho 4
38         path5(:,ii)=med(inf:sup,5);%matriz que recebe as dez medicoes
            referentes ao caminho 5
39         path6(:,ii)=med(inf:sup,6);%matriz que recebe as dez medicoes
            referentes ao caminho 6
40         path7(:,ii)=med(inf:sup,7);%matriz que recebe as dez medicoes
            referentes ao caminho 7
41         mic(:,ii)= med(inf:sup,8);%matriz que recebe as dez medicoes
            referentes ao Microfone
42         inf=inf+N; % incremento do limite inferior na contagem
43         sup=sup+N; % incremento do limite superior na contagem
44     end
45     %% Processamento da Analise Operacional dos Caminhos de
        Transferencia
46     for kk=j; %contador para montagem das dez matrizes usadas para o
        calculos dos coeficientes de transferencia
47         X{kk}=[path1(:,kk),path2(:,kk),path3(:,kk),path4(:,kk),path5
            (:,kk),path6(:,kk),path7(:,kk)]; %matriz de entrada para

```

```

        calculos dos coeficientes de transferencia
48     X{kk}=40*X{kk}; % sensibilidade 40mV/Pa
49     P{kk}=[mic(:,kk)];
50     P{kk}=40*P{kk}; % sensibilidade 40mV/Pa
51 end
52 for kk=1:1:N%contador para calcular os coeficientes de
    transferencia
53     for ii=j% contador que seleciona ponto a ponto de cada
        caminho da para cada uma das medicoes medicao
54         p(ii,1)=P{1,ii}(kk,1);
55         x(ii,1)=X{1,ii}(kk,1);
56         x(ii,2)=X{1,ii}(kk,2);
57         x(ii,3)=X{1,ii}(kk,3);
58         x(ii,4)=X{1,ii}(kk,4);
59         x(ii,5)=X{1,ii}(kk,5);
60         x(ii,6)=X{1,ii}(kk,6);
61         x(ii,7)=X{1,ii}(kk,7);
62     end
63     H=(inv(x'*x)*x')*p; % calcula o coeficiente de transferencia
        atraves da pseuda inversa da matriz para os pontos
        amostrados
64     H1(kk)=H(1); %vetor que armazena todos os coeficientes
        calculados para o caminho 1
65     H2(kk)=H(2); %vetor que armazena todos os coeficientes
        calculados para o caminho 2
66     H3(kk)=H(3); %vetor que armazena todos os coeficientes
        calculados para o caminho 3
67     H4(kk)=H(4); %vetor que armazena todos os coeficientes
        calculados para o caminho 4
68     H5(kk)=H(5); %vetor que armazena todos os coeficientes
        calculados para o caminho 5
69     H6(kk)=H(6); %vetor que armazena todos os coeficientes
        calculados para o caminho 6
70     H7(kk)=H(7); %vetor que armazena todos os coeficientes
        calculados para o caminho 7
71 end
72 %% Validacao
73 PM=P{1,9}; % seleciona o vetor que sera utilizado para
    comparacao

```



```

74 path1=path1(:,9).*H1'; % calcula as contribuicoes da caminho 1
75 path2=path2(:,9).*H2'; % calcula as contribuicoes da caminho 2
76 path3=path3(:,9).*H3'; % calcula as contribuicoes da caminho 3
77 path4=path4(:,9).*H4'; % calcula as contribuicoes da caminho 4
78 path5=path5(:,9).*H5'; % calcula as contribuicoes da caminho 5
79 path6=path6(:,9).*H6'; % calcula as contribuicoes da caminho 6
80 path7=path7(:,9).*H7'; % calcula as contribuicoes da caminho 7
81 PC=path1+path2+path3+path4+path5+path6+path7; %soma de todos os
    caminhos sera igual a pressao sonora calculada
82 %% filtro de um terco de oitavas
83 [PC,freq_L]= thirdOctave_func(PC,ff(1:N/2)); % por meio de uma
    funcao criada para levar as frequencias amostradas para a
    banda de 1/3 de oitava
84 PM= thirdOctave_func(PM,ff(1:N/2));
85 path1=thirdOctave_func(path1,ff(1:N/2));
86 path2=thirdOctave_func(path2,ff(1:N/2));
87 path3=thirdOctave_func(path3,ff(1:N/2));
88 path4=thirdOctave_func(path4,ff(1:N/2));
89 path5=thirdOctave_func(path5,ff(1:N/2));
90 path6=thirdOctave_func(path6,ff(1:N/2));
91 path7=thirdOctave_func(path7,ff(1:N/2));
92 maxband= 20;
93 %% erro
94 e=PM-PC; % calcula a diferenca de amplitude
95 erro=[freq_L ; e];
96 er=erro';
97 %% graficos de comparacao
98 %Pressao calculadax Pressao medida
99 figure (1)
100 plot(freq_L(1:maxband),PM(1:maxband),'red','LineWidth',2); hold
    on;
101 plot(freq_L(1:maxband),PC(1:maxband),'-blue','LineWidth',2);
102 title('Validacao OTPA');
103 legend('Microfone','OTPA')
104 xlabel('Frequencia em Banda Larga [Hz]')
105 ylabel('Pressao Sonora [dBA]')
106 %Todos os caminhos
107 figure (2)

```

```
108 plot ( freq_L ( 1 : maxband ) , PM ( 1 : maxband ) , 'red' , 'LineWidth' , 2 ) ; hold
    on ;
109 plot ( freq_L ( 1 : maxband ) , PC ( 1 : maxband ) , '-blue' , 'LineWidth' , 2 ) ;
110 plot ( freq_L ( 1 : maxband ) , path1 ( 1 : maxband ) , 'green' , 'LineWidth' , 1 ) ;
111 plot ( freq_L ( 1 : maxband ) , path2 ( 1 : maxband ) , 'black' , 'LineWidth' , 1 ) ;
112 plot ( freq_L ( 1 : maxband ) , path3 ( 1 : maxband ) , 'magenta' , 'LineWidth' , 1 )
    ;
113 plot ( freq_L ( 1 : maxband ) , path4 ( 1 : maxband ) , 'y' , 'LineWidth' , 1 ) ;
114 plot ( freq_L ( 1 : maxband ) , path5 ( 1 : maxband ) , 'cyan' , 'LineWidth' , 1 ) ;
115 plot ( freq_L ( 1 : maxband ) , path6 ( 1 : maxband ) , '—green' , 'LineWidth' , 1 )
    ;
116 plot ( freq_L ( 1 : maxband ) , path7 ( 1 : maxband ) , '—y' , 'LineWidth' , 1 ) ;
117 title ( 'Validacao OTPA x Contribuicoes individuais' ) ;
118 legend ( 'Microfone' , 'OTPA' , 'Alternador' , 'Bomba de agua' , 'Coletor
    de Admissao' , 'Bomba de direcao' , 'Carter' , 'Escape' , 'Pneu' )
119 xlabel ( 'Frequencia em Banda Larga [Hz]' )
120 ylabel ( 'Pressao Sonora [dBA]' )
```